Indice

1. La Geotermia 1
   1.1. Energia Termica 1
   1.2. Storia della geotermia 3
   1.3. Utilizzazione attuale dell’energia geotermica 5
   1.4. La Terra come motore termico 6
   1.5. Sistemi geotermici 8
   1.6. Classificazione dei sistemi geotermici 10
      1.6.1. Sistemi geotermici idrotermali 11
      1.6.2. Rocce calde secche (HDR) 13
      1.6.3. Sistemi geopressurizzati 14
      1.6.4. Sistemi magmatici 14
      1.6.5. Sistemi a salamoia calda 14
      1.6.6. Sistemi a fluidi supercritici 15
   1.7. Le risorse geotermiche 15
      1.7.1. Esplorazione geotermica 16
      1.7.2. Utilizzo della risorsa geotermica 17
2. Pompe di Calore 19
   2.1. Funzionamento delle pompe di calore 20
   2.2. Pompe di calore a compressione 21
   2.3. Pompe di calore ad assorbimento 25
      2.3.1. Pompa di calore ad assorbimento a bromuro di litio 27
      2.3.2. Pompa di calore ad assorbimento ad ammoniaca 29
   2.4. Prestazioni delle pompe di calore 31
      2.4.1. COP 31
      2.4.2. EER 34
3. Classificazione delle pompe di calore 39
   3.1. Pompe di calore ad aria 40

3.1.1. Pompe di calore ad aria esterna ... 40
3.1.2. Pompe di calore ad aria interna recuperata ... 41
3.2. Pompe di calore geotermiche ... 42
4. Pompe di Calore Geotermiche ... 45
4.1. Captatori Orizzontali ... 47
4.2. Captatori Verticali ... 49
4.3. Piloni geotermici ... 52
4.4. Classificazione delle Pompe di calore geotermiche ... 53
4.4.1. Pompe di calore ad Acqua di Falda ... 55
4.4.2. Pompe di calore su acqua di superficie ... 59
5. Dimensionamento di sonde verticali ... 61
5.1. Principi di funzionamento ... 63
5.2. Metodo di dimensionamento ASHRAE ... 65
6. Progettazione di un impianto geotermico a sonde verticali ... 71
Caso 1: Edificio collocato a Milano ... 73
Caso 2: Edificio collocato a Palermo ... 80
7. Analisi costi-benefici ... 87
7.1. Esempio di analisi finanziaria ... 90
7.1.1. Analisi geologica ... 91
7.1.2. Tempo di ritorno dell’investimento ... 91
7.2. Studio di un impianto di piccola taglia ... 93
7.2.1. Ipotesi 1: pompa di calore geotermica con sonde verticali ... 95
7.2.2. Ipotesi 2: Caldaia a condensazione + gruppo frigo ... 99
7.3. Esempio Irlanda ... 100
7.4. Valutazioni conclusive e panorama legislativo ... 102
7.5. Confronto generale sistemi geotermici VS sistemi tradizionali di climatizzazione ... 104
7.6. Incentivi Esistenti ... 106
Bibliografia ... 107

1. La Geotermia

Nella sua più ampia definizione, la Geotermia è il calore naturale della Terra. Questa contiene un'enorme quantità di calore interno che si dissipa con regolarità verso la sua superficie e viene emesso nell'atmosfera. Il flusso di calore che si registra in superficie è la conseguenza del fatto che, per ristabilire l'equilibrio termico in un corpo, il calore si sposta da zone ad alta temperatura a quelle a bassa temperatura in diversi modi. l calore è trasferito dall'interno verso la superficie per conduzione nelle rocce compatte e per convezione in quelle permeabili e fratturate determinando un aumento di temperatura dall'esterno verso l'interno della Terra di 25 - 30°C al km in media. In alcune particolari zone questa caratteristica naturale del pianeta si accentua con temperature nel sottosuolo più alte della media, queste possono presentare gradiente geotermico di 90 - 120°C ogni km. Tali zone si localizzano in regioni dove le placche tettoniche confinano tra di loro e dove le forze geologiche spostano in superficie le masse magmatiche con la manifestazione di vulcani, geyser, fumarole, hot spot ed altri fenomeni.

1.1. Energia Termica

L'energia geotermica è quella parte del calore terrestre naturale che potrebbe essere estratta dal sottosuolo e sfruttata dall'uomo. Questa energia proviene dalla formazione originaria del pianeta, dal decadimento radioattivo di minerali (uranio, torio e potassio) contenuti all'interno della Terra e dall'energia solare assorbita in superficie.

L'energia termica accumulata nel sottosuolo è resa disponibile tramite fluidi vettori naturali o iniettati, che fluiscono dal serbatoio geotermico alla superficie spontaneamente (geyser, soffioni, sorgenti termali) o che vengono erogati artificialmente tramite perforazione meccanica (pozzo geotermico).

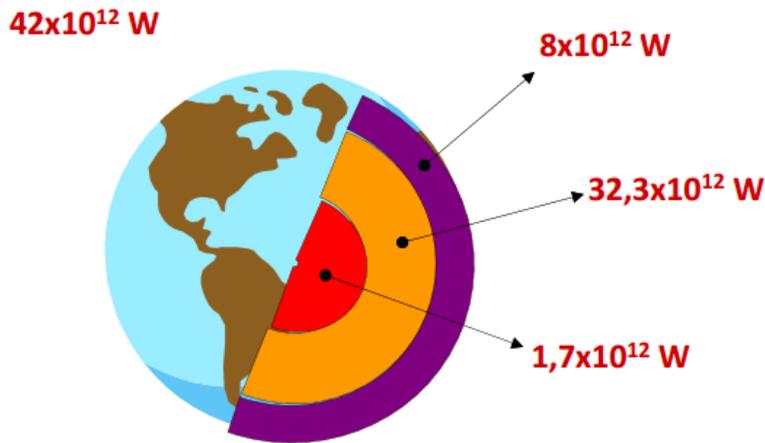



Figura 1.1: Bilancio termico di Stacey e Loper (1988)

All'interno del nostro pianeta è contenuta un'immensa quantità di calore. Facendo riferimento al bilancio termico di Stacey e Loper (1988) si deduce che il flusso totale di calore (conduzione, convezione e radiazione) dalla superficie terrestre è valutato in $42x10^{12}$ W. Di questa grandezza circa il 19% proviene dalla crosta terrestre (ricca di isotopi radioattivi), il 77% deriva dal mantello e il 4% rimanente proviene dal nucleo.

Più recentemente, avendo a disposizione un numero maggiore di dati, si è attribuito un valore del flusso di calore totale dalla superficie del 6% più alto di quello utilizzato da Stacey e Loper. Questo significa che il raffreddamento del mantello è leggermente maggiore di quello che avevano valutato questi ultimi, ma comunque, il raffreddamento del pianeta è molto lento. Al centro della Terra si suppone che le temperature siano nell'intervallo di 3500 - 4000°C con una diminuzione di 300 - 350°C in tre miliardi di anni al massimo.

L'energia termica totale contenuta all'interno della Terra è stimata di essere circa 12.6 x 10^{24} MJ considerando una temperatura superficiale media di 15°C mentre quella contenuta nella crosta terrestre è stimata sui 5,4 x 10^{21} MJ (Armstead, 1983). La quantità totale di calore contenuto nel nostro pianeta ha quindi un valore enorme (cento milioni di volte la generazione mondiale di elettricità nel 2005), ma solo una parte di essa può essere sfruttata.

Infatti l'utilizzazione di questa energia è stata limitata a quelle aree dove le condizioni geologiche permettono ad un fluido vettore (acqua in fase liquida o vapore) di "trasportare" il calore dalle formazioni calde profonde alla superficie o vicino ad essa,

formando quelle che chiamiamo risorse geotermiche (hot spot). Oggi, con l'utilizzo di nuovi sviluppi tecnologici, si sta ampliando enormemente la potenzialità di utilizzo, in alcuni casi in modo indipendente dal territorio geografico, soprattutto per sistemi di riscaldamento degli edifici (pompe di calore geotermiche).

1.2. Storia della geotermia

In passato, spesso, la pratica ha preceduto la teoria. Infatti molte risorse sono state sfruttate senza conoscere esattamente la loro natura e solo dopo sono state studiate scientificamente e ne è stata sviluppata la tecnologia. È anche questo il caso dell'energia geotermica

L'utilizzazione del calore della Terra per scopi semplici, come la cottura del cibo, si trova nel passato sin dal Neolitico, dove le acque calde naturali erano usate per scopi curativi e magici. Numerose testimonianze archeologiche dimostrano che gli etruschi facevano un uso dell'energia geotermica ampiamente diffuso, questo grazie al fatto che l'area dei suoi insediamenti si trovava in una delle regioni più privilegiata per le manifestazioni geotermiche. In seguito, quando la civiltà romana si espanse conquistando quella etrusca, i fluidi geotermici furono usati, oltre che nelle terme, per il riscaldamento di edifici termali e di abitazioni in tutte le regioni dell'Impero (Ungheria, Germania, Francia, Spagna, Gran Bretagna, Turchia e Paesi Arabi) dal III secolo a.C. sino alla decadenza dell'Impero. Quando questo accade, l'uso della balneologia termale e i sottoprodotti geotermici ebbero un declino.

Nei secoli seguenti sono comunque presenti esempi di utilizzazione del calore geotermico in Italia e in vari paesi del mondo, come la Cina, ma in forma molto ridotta e con semplici tipologie.

Bisognerà aspettare fino al Rinascimento affinché il termalismo venga trattato in maniera scientifica, con la stampa del *De Thermis*, scritto da Andrea Bacci (Venezia, 1571). Da questo momento, tra il XVII e il XVIII secolo, numerosi stabilimenti termali sono costruiti in Europa, con la funzione di centri terapeutici per la cura del corpo e dello "spirito". E affinché prenda avvio un vero e proprio sfruttamento dell'energia geotermica su scala industriale si dovrà attendere il XIX secolo.

Nei primi anni dell'Ottocento, nell'area che poi ha preso il nome di Larderello (Toscana-Italia), era stata avviata una piccola industria chimica per estrarre l'acido borico dalle acque calde che sgorgavano naturalmente dal suolo o che erano estratte da pozzi poco profondi. L'acido borico era ottenuto facendo evaporare in bollitori metallici le acque calde ricche di boro, usando come combustibile, il legname ricavato dai boschi vicini. Nel 1827 François Jacques de Larderel, che nel 1818 aveva assunto la direzione dell'industria, ideò un programma industriale per sfruttare il calore degli stessi fluidi borici nel processo di estrazione invece di bruciare il legname dei boschi, che si andavano esaurendo rapidamente.

Nello stesso periodo si cominciò anche a utilizzare l'energia meccanica del vapore naturale, che venne usato per sollevare l'acqua in semplici sistemi a "*gas lift*" e, in seguito, per il funzionamento di pompe e argani impiegati nelle operazioni di perforazione o nell'industria dell'acido borico. L'industria chimica di Larderello si impose, tra il 1850 e il 1875, come una delle maggiori produttrici mondiali di acido borico, avendo il monopolio in Europa. Nella stessa area, tra il 1910 e il 1940, si iniziò l'utilizzazione del vapore geotermico a bassa pressione per il riscaldamento di edifici residenziali, industriali e di serre. Allo stesso tempo, anche in altri paesi si sviluppava l'uso industriale dell'energia geotermica: nel 1892 a Boise (Idaho, Stati Uniti) si inaugura il primo sistema di riscaldamento urbano; nel 1928 l'Islanda, un altro paese all'avanguardia in Europa nell'utilizzazione di questa fonte energetica, cominciò a sfruttare i fluidi geotermici, soprattutto l'acqua calda, per il riscaldamento di edifici.

Il primo tentativo di produrre elettricità dall'energia geotermica fu realizzato a Larderello nel 1903, quando Piero Ginori Conti, subentrato alla famiglia Larderel nella proprietà dell'industria boracifera, avviò una serie di attività volte a produrre energia elettrica. Il 4 luglio 1904 furono accese cinque lampade collegate ad una dinamo accoppiata ad un motore, azionato dal vapore geotermico. La riuscita dell'esperimento segnò l'inizio di una importante forma di utilizzazione del calore terrestre, la geotermoelettricità, che si sarebbe diffusa in tutto il mondo.

La produzione di elettricità a Larderello fu, oltre a un successo tecnico, un successo commerciale. Nel 1913 entrò in servizio la prima vera centrale geotermoelettrica al mondo, Larderello 1, con un gruppo a turbina da 250 kW che alimentò tutti gli impianti chimici della regione e alcuni centri abitati. Nel 1916 la potenza geotermoelettrica installata era già pari a 12 MWe e nel 1943, prima delle distruzioni dovute agli eventi bellici, aveva raggiunto 127,65 MWe. Il successo italiano fu seguito da numerosi altri

paesi che cominciarono a sfruttare l’energia geotermica. Così, nel 1919 fu perforato il primo pozzo geotermico a Beppu, in Giappone, mentre nel 1921 negli Stati Uniti, “The Geysers” in California. Nel 1958 entrò in esercizio un primo impianto geotermoelettrico in Nuova Zelanda, in Messico nel 1959, negli Stati Uniti nel 1960 e negli anni seguenti in molti altri paesi.

1.3. Utilizzazione attuale dell’energia geotermica

Dopo la Seconda Guerra Mondiale, molti paesi considerarono competitiva l’energia geotermica per la produzione di energia elettrica (energia geotermoelettrica) e cominciarono a preferirla rispetto ad altre forme di energia.

Alla fine del 2009, la capacità mondiale di energia geotermica installata è stata di circa 10,7 GWe per la generazione di elettricità e 50,6 GWth per uso diretto. Con la produzione di circa 67,2 TWh di energia elettrica di base con i fattori tipici di capacità del 75% e con una media di 6,3 GWh / MWe. Inoltre quasi 440 PJ di calore diretto sono stati utilizzati con pompe di calore geotermiche (GSHPs), che rappresenta il più grande contributo a circa il 50% della totale produzione di calore.

L'energia geotermica, oggi, rappresenta una quota significativa della totale domanda di energia elettrica in Islanda (25%), El Salvador (22%), Kenya e Filippine (17% ciascuno) e Costa Rica (13%). In cifre assolute, gli Stati Uniti sono quelli che hanno prodotto più elettricità a partire da energia geotermica: circa 16’603 GWh da una potenza installata di 3’093 MWe (**Tabella 1.1**).

Oltre 70 paesi utilizzano l'energia geotermica per usi non elettrici, ovvero per applicazioni dirette del calore geotermico. Gli utilizzi più diffusi nel mondo sono rappresentati da: pompe di calore geotermiche (GSHPs) per il 32%, balneazione per il 30% (includendo il riscaldamento di piscine e balneoterapia), riscaldamento di ambienti per il 20%, riscaldamento di serre e suoli coltivabili per il 7,5%, processi industriali a caldo per il 4%, acquacoltura per il 4%, e il restante 2,5% è rappresentato dal raffreddamento ed essiccazione di prodotti agricoli e decongelamento delle strade (Lund *et al.*, 2005).

Produzione di energia elettrica geotermica		Produzione di calore da energia geotermica	
Paese	GWh/anno	Paese	GWh/anno*
Stati Uniti	16 603	Cina	20 932
Filippine	10 311	Stati Uniti	15 710
Indonesia	9 600	Svezia	12 585
Messico	7 047	Turchia	10 247
Italia	5 520	Giappone	7 139
Islanda	4 597	Norvegia	7000
Nuova Zelanda	4 055	Islanda	6 768
Giappone	3 064	Francia	3 592
Kenya	1 430	Germania	3 546
El Salvador	1 422	Paesi Bassi	2 972
Costa Rica	1 131	Italia	2 762
Turchia	490	Ungheria	2 713
Papua Nuova Guinea	450	Nuova Zelanda	2 654
Russia	441	Canada	2 465
Nicaragua	310	Finlandia	2 325

* 1 000 GWh = 3.6 PJ

Tabella 1.1: Utilizzo della geotermia nel mondo

fonte: Bertani, WGC 2010; Lund et al., WGC 2010

L'energia termica totale consumata nel 2009 è stata stimata in 438 PJ, il 60% in più rispetto al 2005. Questo significa che una notevole crescita nel mercato GSHP continua in tutto il mondo, con circa 2,9 milioni di unità installate, più di 35 GWth di capacità e più di 214 PJ di calore prodotto.

1.4. La Terra come motore termico

L'aumento della temperatura con la profondità viene misurato con il gradiente geotermico. Con le tecniche di perforazione più moderne attualmente conosciute si raggiunge un gradiente geotermico medio di 2,5 - 3 °C/100 m. Di conseguenza, più si scende in profondità più aumenta la temperatura e se la temperatura nei primi metri sotto la superficie, corrispondente, con buona approssimazione, alla temperatura media annua dell'aria esterna, è 15 °C, si aspetta che la temperatura a 2'000 m di profondità sia 65 - 75 °C, a 3'000 m 90 - 105 °C e via di seguito per alcune migliaia di metri. Vi sono, tuttavia, vaste regioni dove il valore del gradiente geotermico si

allontana molto da quello medio. Nei grandi bacini sedimentari geologicamente giovani il gradiente geotermico può essere inferiore a 1 °C/100 m, e al contrario, può essere maggiore della media in aree di sollevamento recente, addirittura, in aree geotermiche particolarmente privilegiate, il gradiente può raggiungere valori dieci volte superiori rispetto a quelli normali. La differenza di temperatura tra le zone profonde, più calde, e quelle superficiali, più fredde, dà origine a un flusso di calore dall'interno verso l'esterno della Terra che tende a ristabilire il proprio equilibrio termico. Il flusso di calore terrestre medio è 65 mW/m^2 nelle aree continentali e 101 mW/m^2 nelle aree oceaniche, con una media sull'intera superficie terrestre di 87 mW/m^2 (Pollack *et al.*, 1993). Questi valori sono basati su delle misurazioni eseguite in diversi siti, che coprono all'incirca il 62% della superficie terrestre, nelle aree non coperte da misurazioni, il flusso di calore, è stato stimato tenendo conto della distribuzione delle unità geologiche.

L'aumento della temperatura con la profondità, i vulcani, i geyser, le fumarole e le sorgenti calde sono manifestazioni tangibili e visibili del calore interno del pianeta; questa energia termica è all'origine di fenomeni meno percettibili e tuttavia di tale grandezza che la Terra è stata paragonata a un enorme "motore termico". Questi fenomeni, rientrano nella teoria della tettonica delle placche, che ha rivoluzionato le conoscenze geologiche del pianeta e risultano connessi con le risorse geotermiche.

Secondo la teoria della tettonica a zolle, la crosta terrestre si divide in una ventina di macroaree ("zolle") che ogni anno si spostano di pochi centimetri. Le risorse geotermiche ad alta temperatura sono generalmente ubicate in corrispondenza dei margini di rottura o di collisione delle placche, dimostrando quindi che esiste una stretta relazione tra la tettonica delle placche e la distribuzione delle risorse geotermiche nel mondo.

La rottura di una zolla determina lunghe fessure nella crosta terrestre, da cui il magma sale in superficie (il Rift islandese, il Sistema Mar Rosso/Rift Valley, il Lago Baikal). Invece, la collisione di due zolle provoca la compressione e il corrugamento dei margini: nel caso di zolle oceaniche, si formano archi insulari come le Antille o l'arcipelago Giapponese, nel caso di una zolla oceanica e una continentale, si formano cordigliere continentali come le Ande. Se le zolle sono entrambe continentali, il corrugamento dei margini porta alla formazione di catene montuose come le Alpi e l'Himalaya.

Importanti aree geotermiche sono anche i "hot spots" come le Hawaii, le Galapagos, le Canarie e il cosiddetto "bombamento etrusco", tra la Toscana e l'Alto Lazio.

Nelle zolle continentali, invece, sono racchiusi grandi bacini sedimentari con risorse geotermiche a bassa temperatura come quelli di Francia, Ungheria e Cina.

L'Italia è il Paese "geotermicamente" più caldo d'Europa, anche se, finora, lo sfruttamento delle sue risorse geotermiche si è sviluppato solo nell'area centro-settentrionale.

1.5. Sistemi geotermici

La definizione di sistema geotermico è stata data da Hochstein nel 1990 come “un sistema acqueo convettivo che, in uno spazio confinato dalla parte superiore della crosta terrestre, trasporta il calore da una sorgente termica al luogo, generalmente la superficie libera, dove il calore stesso è assorbito (disperso o utilizzato)”.

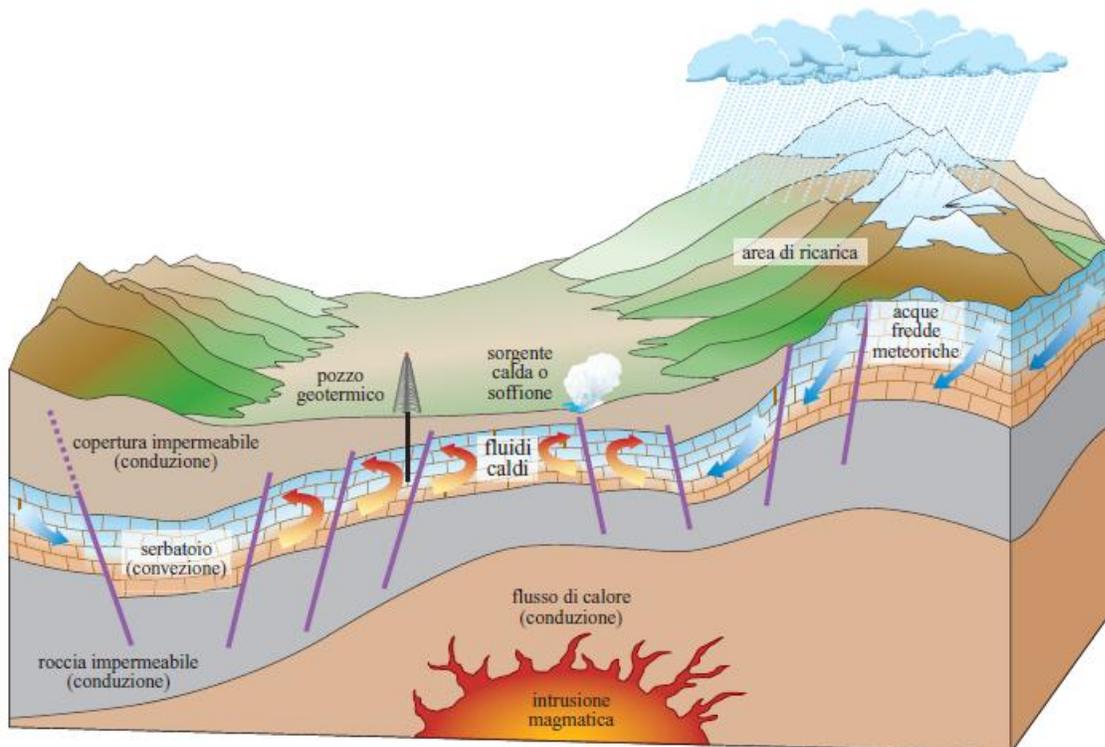



Figura 1.2: Rappresentazione schematica di un sistema geotermico

Generalmente, i sistemi geotermici sono costituiti da tre elementi: la sorgente di calore, il serbatoio ed il fluido vettore (mezzo che trasporta il calore).

- Sorgente di calore: può essere una intrusione magmatica a temperatura superiore ai 600 °C, che si è posizionata a profondità relativamente piccola (5-10 km), oppure, il calore normale della Terra a bassa temperatura.
- Serbatoio: è un complesso di rocce calde permeabili nel quale i fluidi posso circolare assorbendo calore, di solito è ricoperto da rocce impermeabili e connesso a zone di ricarica superficiali, dalle quali le acque meteoriche possono sostituire i fluidi perduti attraverso vie naturali (per esempio sorgenti o fumarole) o che sono estratti mediante pozzi in forma totale o parziale.
- Fluido geotermico: si tratta, generalmente, di acqua meteorica in fase liquida o vapore, dipendendo dalla sua temperatura e pressione. Questo fluido spesso trascina con sé sostanze chimiche e gas, come CO_2, H_2S e altri.

La sorgente di calore è l'unico dei tre elementi di un sistema geotermico che deve essere naturale, gli altri due elementi, invece, con le condizioni adatte, possono essere "artificiali".

Il meccanismo di riscaldamento del fluido geotermico segue le leggi che regolano la convezione dei fluidi, quindi il riscaldamento ed espansione dei fluidi in un campo gravitazionale. La **figura 1.3** descrive questo meccanismo, prendendo come esempio un sistema idrotermale a media temperatura. Il flusso di calore fornito alla base del sistema di circolazione è l'energia che alimenta e muove tutto il sistema. Il fluido caldo e di minor densità tende a salire e ad essere sostituito dal fluido più freddo e di densità maggiore, proveniente dai margini del sistema. La convezione, quindi, tende a far aumentare la temperatura delle parti alte del sistema, mentre diminuisce la temperatura delle parti inferiori.

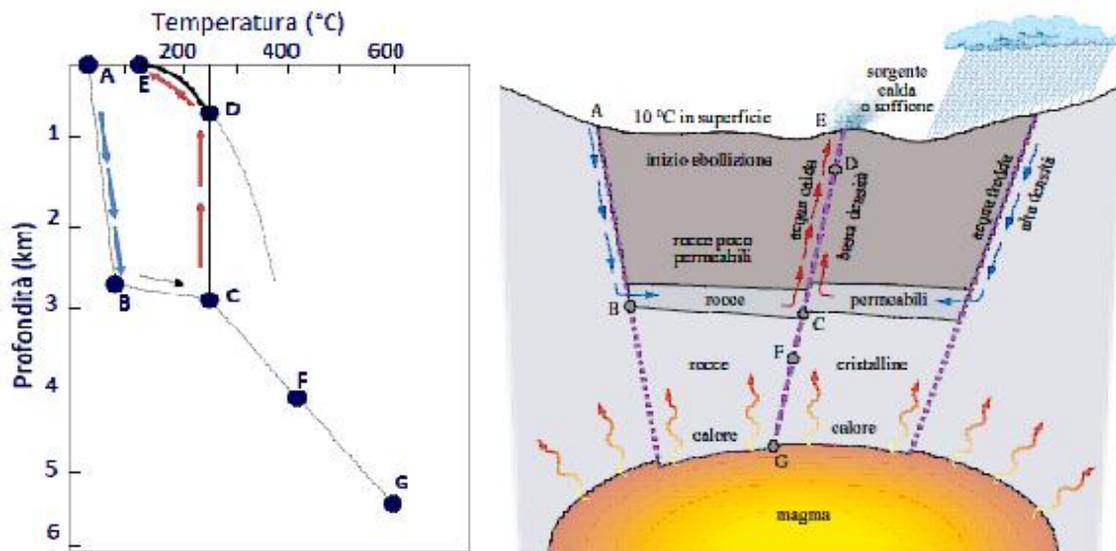



Figura 1.3: A sinistra: meccanismo di riscaldamento del fluido geotermico dal punto di ingresso A a quello di uscita E. A destra: modello di sistema geotermico

1.6. Classificazione dei sistemi geotermici

I sistemi geotermici si possono classificare in base alle sorgenti:

- Sistemi idrotermali: in cui la sorgente si trova a profondità non eccessive (1000-2000 m) e in base alla pressione a cui si trovano possono essere:
  - Ad acqua dominante;
    - Ad acqua calda;
    - A vapore umido;
  - A vapore dominante;

- Rocce calde secche (hot dry rock): sono sistemi con permeabilità naturale quasi nulla, dove l'acqua contenuta nella sorgente è a pressioni elevate (1000 atm) e ad una temperatura di circa 160 °C, sufficiente a scaldare acqua superficialmente iniettata;

- Sistemi geopressurizzati;

- Sistemi magmatici;

- Sistemi a salamoia calda;

- Sistemi a fluidi supercritici.

I sistemi HDR/EGS, sistemi pressurizzati, sistemi magmatici, a salamoia calda, e a fluidi supercritici, sono chiamati sistemi “non convenzionali”.

1.6.1. Sistemi geotermici idrotermali

I sistemi idrotermali sono costituiti dalla fonte di calore, dall’acquifero, dall’area di ricarica e dai passaggi che connettono la superficie all’acquifero.

La fonte di calore può essere concentrata, se il gradiente geotermico è molto superiore a quello medio, oppure dispersa quando il valore del gradiente geotermico è circa il doppio di quello medio terrestre. L’acquifero è uno strato o raggruppamento di materiale poroso e permeabile saturo di acqua che costituisce il serbatoio geotermico; questo ha la capacità di trattenere i fluidi caldi e non cederli. L’area di ricarica è quella attraverso la quale il sistema viene ricaricato grazie alle acque meteoriche oppure attraverso reiniezione dei fluidi geotermici. Inoltre ci sono le roccia di copertura impermeabile, di natura argillosa, che hanno la duplice funzione di mantenere il fluido ad alte pressioni e di impedire all’esterno di contaminarlo.

Attualmente solo i sistemi idrotermali sono sfruttati nel mondo su scala industriale. Tuttavia l’esistenza di un sistema idrotermale non è sufficiente a garantire lo sfruttamento della sua energia a livelli industriali. Di fatti, solo una parte delle roccia può essere permeabile e quindi capace di costruire un acquifero, di conseguenza solo questa parte può essere sfruttata. Tale porzione è detta sito geotermico.

I sistemi idrotermali, come già accennato sono classificati in due gruppi:

- ad acqua dominante;
- a vapore dominante.

1.6.1.1. Sistemi ad acqua dominante

Questi sistemi sono i più diffusi nel mondo, in cui l’acqua liquida è la fase continua che controlla la pressione nel serbatoio geotermico e può essere presente vapore in forma di bolle.

La temperatura nei sistemi ad acqua dominante può andare da meno 125 °C a 225 °C e possono produrre: acqua calda, una miscela di acqua e vapore, vapore umido e, in alcuni casi, vapore secco a seconda della loro temperatura e pressione

Sistemi ad acqua calda: sono sistemi con la capacità di produrre acqua calda in superficie a temperature non superiori a 100 °C. In questi sistemi, il serbatoio contiene acqua calda in fase liquida ed è caratterizzato dall'assenza di copertura in roccia impermeabile, in modo da evitare che l'acqua presente possa essere in pressione.

I sistemi ad acqua calda si manifestano con la presenza di sorgenti calde in superficie e si trovano in aree caratterizzate da flussi termici normali. Per poter essere considerati sfruttabili devono avere una profondità minore di 2 km, un contenuto salino inferiore a 60 g/kg e portate superiori a 150 t/h. Generalmente sono usati per utilizzi diretti come il riscaldamento delle abitazioni, serre e impianti industriali.

Sistemi a vapore umido: sono sistemi dove l'acquifero contiene acqua pressurizzata a temperature superiori a 100 °C e modeste quantità di vapore nella zona più superficiale e quindi a minor pressione. Il liquido è la fase dominante ed è, pertanto, la fase che regola la pressione all'interno del serbatoio. Per mantenere la pressione è necessaria la presenza di uno strato di roccia impermeabile, anche se, a volte, è sufficiente la pressione idrostatica dell'acqua stessa.

Quando il fluido è portato in superficie, la pressione decresce e una parte del liquido diventa vapore. Questo vapore si può usare per la produzione di energia elettrica. Di fatto, il 90 % dei siti sfruttati ad oggi è di questo genere.

Bisogna comunque tener presente che l'acqua di questo sistema contiene sali in quantità fino a 100 g/kg che possono creare problemi alle condutture.

1.6.1.2. Sistemi a vapore dominante

I sistemi a vapore dominante producono vapore saturo o surriscaldato a pressioni superiori a quella atmosferica (5 – 10 atm). Sono geologicamente simili a quelli a vapore umido, ma il contenuto energetico è molto più alto.

È fondamentale la presenza dello strato di roccia impermeabile, data la coesistenza di acqua e vapore. Nel serbatoio, la pressione rimane costante andando in profondità dato che questa è regolata dal vapore (la pressione idrostatica dell'acqua non dà contributo).

Nel momento in cui la perforazione raggiunge il serbatoio, il vapore viene estratto e si crea una depressione che porta in ebollizione il liquido circostante, la bocca del pozzo rimane quindi secca e il flusso termico permette la produzione costante di vapore, anche surriscaldato di oltre 200 °C. Il vapore prodotto è contaminato da gas incondensabili come l'anidride carbonica, acido solfidrico, ammoniaca, metano ed idrogeno.

Questi sistemi si manifestano in superficie con sorgenti bollenti e geysers e sono piuttosto rari.

Nonostante questo, circa la metà della generazione elettrica da fonte geotermica mondiale proviene da sei siti a vapore dominante: Larderello e il Monte Amiata in Italia, The Geysers negli Stati Uniti, Matsukawa in Giappone e Kamojang e Darajat in Indonesia.

1.6.2. Rocce calde secche (HDR)

Sono sistemi artificiali formati con la creazione di un serbatoio geotermico .

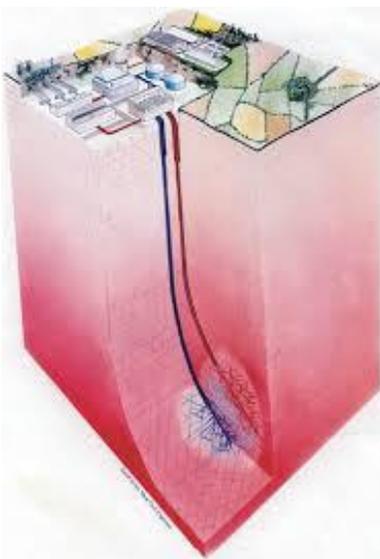



Figura 1.4

Le rocce calde secche sono zone della crosta terrestre dove la temperatura varia dai 200 °C ai 350 °C circa, ma sono prive di circolazione di fluidi. Per permettere lo sfruttamento dell'energia termica in esse contenuta possono essere fratturate artificialmente iniettando dell'acqua da un pozzo per forzarne la circolazione.

Si effettua una prima perforazione in modo da creare un serbatoio termico sotterraneo, allargando idraulicamente i naturali sistemi di circolazione mediante l'iniezione d'acqua a pressioni di parecchie centinaia di bar proveniente da un pozzo di iniezione. Le rocce calde fungono da scambiatore di calore e il fluido torna in superficie verso un pozzo di produzione come

vapore o acqua calda. L’energia va trasferita ad un secondo circuito, mediante uno scambiatore di calore, il quale alimenta un turbogeneratore che produce elettricità. L’intero sistema forma un circuito chiuso, evitando ogni contatto tra il fluido e l’ambiente esterno.

Le zone economicamente sfruttabili con questi sistemi, sono quelle in cui il gradiente geotermico è superiore a 60 °C per km. Ma, dato che la fratturazione richiede l'immissione di acqua a pressioni comparabili con il carico litostatico, può causare una sismicità indotta. la produzione di energia geotermica stimolata (EGS) può essere ipotizzata solo in zone in cui il rischio sismico è basso.

1.6.3. Sistemi geopressurizzati

I sistemi geopressurizati sono formati da rocce sedimentarie permeabili, rinchiuse all’interno di strati impermeabili a bassa conducibilità. Esse contengono acqua calda pressurizzata, la cui pressione è vicina a quella litostatica, superando largamente la pressione idrostatica e a temperature maggiore rispetto ai sistemi idrotermali. Sono quindi sistemi a elevata temperatura e pressione.

Le sorgenti geopressurizzate possono contenere anche quantità significative di gas metano, per cui, questi sistemi potrebbero produrre energia termica e idraulica (acqua calda ad alta pressione) e gas metano, ma, sino a oggi, ancora non hanno dato luogo a uno sfruttamento industriale.

1.6.4. Sistemi magmatici

Sono sistemi connessi ad apparati vulcanici attivi che hanno una camera magmatica a profondità inferiore ai 5 – 6 km. Questi sistemi sono formati da rocce fuse di origine magmatica, con temperature dai 600 °C ai 1’400 °C, che presentano però problemi tecnici molto difficili per il loro utilizzo.

1.6.5. Sistemi a salamoia calda

Sono particolari sistemi idrotermali nei quali l’acqua ha subito un lungo processo di concentrazione salino raggiungendo i valori di una vera e propria salamoia. I fluidi contenuti in questi sistemi richiedono elaborati e costosi trattamenti chimici per poter

essere utilizzati nella produzione di energia elettrica e, inoltre, impianti di generazione particolari. Hanno tuttavia il vantaggio di poter produrre composti minerali pregiati.

1.6.6. Sistemi a fluidi supercritici

Questi sistemi presentano il serbatoio ubicato a grande profondità e sigillato da una copertura, in questo sono contenuti fluidi formati in condizioni di pressioni e temperature molto elevate. Per questo, posseggono una densità energetica molto superiore a quella dei fluidi presenti nei sistemi idrotermali.

È probabile che i sistemi idrotermali di temperature elevate, sfumino in profondità verso serbatoi contenenti fluidi supercritici.

1.7. Le risorse geotermiche

Risorse geotermiche sono, genericamente chiamate quelle che più precisamente dovrebbero essere chiamate *risorse di base accessibili utili*, e cioè, quella parte delle risorse che potrebbe essere estratta economicamente in accordo con la legislazione locale in un periodo di tempo definito (minore di 100 anni).

Esiste una parte delle risorse che è stata individuata in una determinata area, mediante esplorazioni geologiche, geochimiche, geofisiche o perforazioni, queste risorse possono essere estratte legalmente ad un costo competitivo rispetto alle altre fonti commerciali di energia, queste sono chiamate *risorse economiche individuate (riserve)*.

Le risorse geotermiche vengono, in genere, classificate in funzione dell’entalpia dei fluidi che trasferiscono l’energia termica dalle rocce calde profonde alla superficie. L’entalpia è una grandezza fisica che misura la quantità di energia che un sistema può scambiare con l'ambiente ed è tanto più elevata quanto maggiore è la temperatura. Viene, quindi, usata per esprimere il contenuto termico dei fluidi, fornendo un’idea approssimativa del loro valore per la futura potenziale utilizzazione.

- alta entalpia → temperature superiori ai 150 °C, limite superiore per produrre elettricità con impianti tradizionali;
- media entalpia → temperature comprese tra 90 ° e 150 °C;
- bassa entalpia → temperature al di sotto dei 90 °C, questo è il limite per produrre elettricità con impianti a ciclo binario.

L’energia geotermica è definita come *rinnovabile* e *sostenibile*. Il termine rinnovabile è riferito ad una proprietà della sorgente di energia, mentre sostenibile per l’utilizzazione della risorsa.

Per poter classificare l’energia geotermica come risorsa energetica rinnovabile è necessario che la ricarica energetica avvenga attraverso la reiniezione di fluidi caldi al sistema contemporaneamente allo sfruttamento. La ricarica di energia è il fattore critico della *rinnovabilità* di una fonte energetica.

Nel caso delle rocce calde secche e di certi acquiferi caldi in bacini sedimentari, la ricarica energetica avviene solo per conduzione termica; a causa della lentezza di questo fenomeno, le rocce calde secche ed alcuni serbatoi sedimentari dovrebbero essere considerati risorse energetiche limitate.

L’*utilizzazione sostenibile* di una risorsa dipende dalla sua quantità iniziale, dalla velocità con cui si rigenera e dalla velocità con cui si consuma. Ovviamente, l’utilizzazione può essere sostenuta per un periodo di tempo indefinito, purché la risorsa si rigeneri ad una velocità maggiore di quanto non venga consumata.

1.7.1. Esplorazione geotermica

Per trovare le aree più adatte allo sfruttamento delle risorse geotermiche, si fanno delle indagini condotte sia in superficie sia nel sottosuolo. Con questi si esaminano le condizioni termiche del sottosuolo in modo da localizzare i fenomeni geotermici, identificando le loro caratteristiche geologiche, idrogeologiche, termiche e la capacità produttiva del sistema geotermico. Una misura importante è quella del gradiente geotermico in vari punti dell'area cercando manifestazioni evidenti come fumarole e sorgenti termali.

La parte più complessa dell'esplorazione è la localizzazione di un serbatoio in quanto richiede l’integrazione dei risultati di tutte le indagini realizzate in precedenza: geologiche, vulcanologiche, geochimiche e geofisiche. L'indagine del sottosuolo viene condotta, poi, realizzando un pozzo esplorativo, che è il l’unico metodo capace di definire con certezza le caratteristiche di un serbatoio geotermico e di valutarne il potenziale.

I requisiti più importanti per una buona risorsa geotermica possono essere riassunti nei seguenti punti:

• alta temperatura per una buona efficienza di conversione elettrica;

• grandi quantità di calore stoccato per garantire la longevità della risorsa;

• un basso rapporto tra quantità di liquido utilizzato ed energia elettrica prodotta;

• siti di reiniezione disponibili a quote minori rispetto ai siti di produzione per poter smaltire per gravità;

• produzione di fluidi con pH quasi neutro per ridurre la velocità di corrosione nel pozzo e nell’impianto;

• adeguata permeabilità;

• bassa tendenza all’incrostazione nel pozzo e nelle condutture;

• bassa quota e terreni facili per le strade di accesso;

• basso rischio di attività vulcanica ed eruzioni idrotermali;

• prossimità alle linee elettriche.

1.7.2. Utilizzo della risorsa geotermica

La produzione di energia elettrica è la forma di utilizzazione principale e più importante delle risorse geotermiche ad alta temperatura (maggiore di 150 °C). Le risorse a temperatura medio - bassa (inferiori a 150 °C) sono adatte, oltre che alla generazione di elettricità con impianti a ciclo binario, a una molteplicità di altri usi, che vanno dal riscaldamento di ambienti alla refrigerazione, agli usi agricoli, all’acquacoltura, all’impiego nei processi industriali a caldo (**figura 1.5**).

I fluidi con temperatura inferiore a 20 °C sono usati raramente ed in casi particolari oppure per il funzionamento di pompe di calore. È possibile estendere lo sfruttamento delle risorse con progetti a cascata o combinati.

Il principale fattore limitante per la possibile utilizzazione della risorsa geotermica è la temperatura dei fluidi.

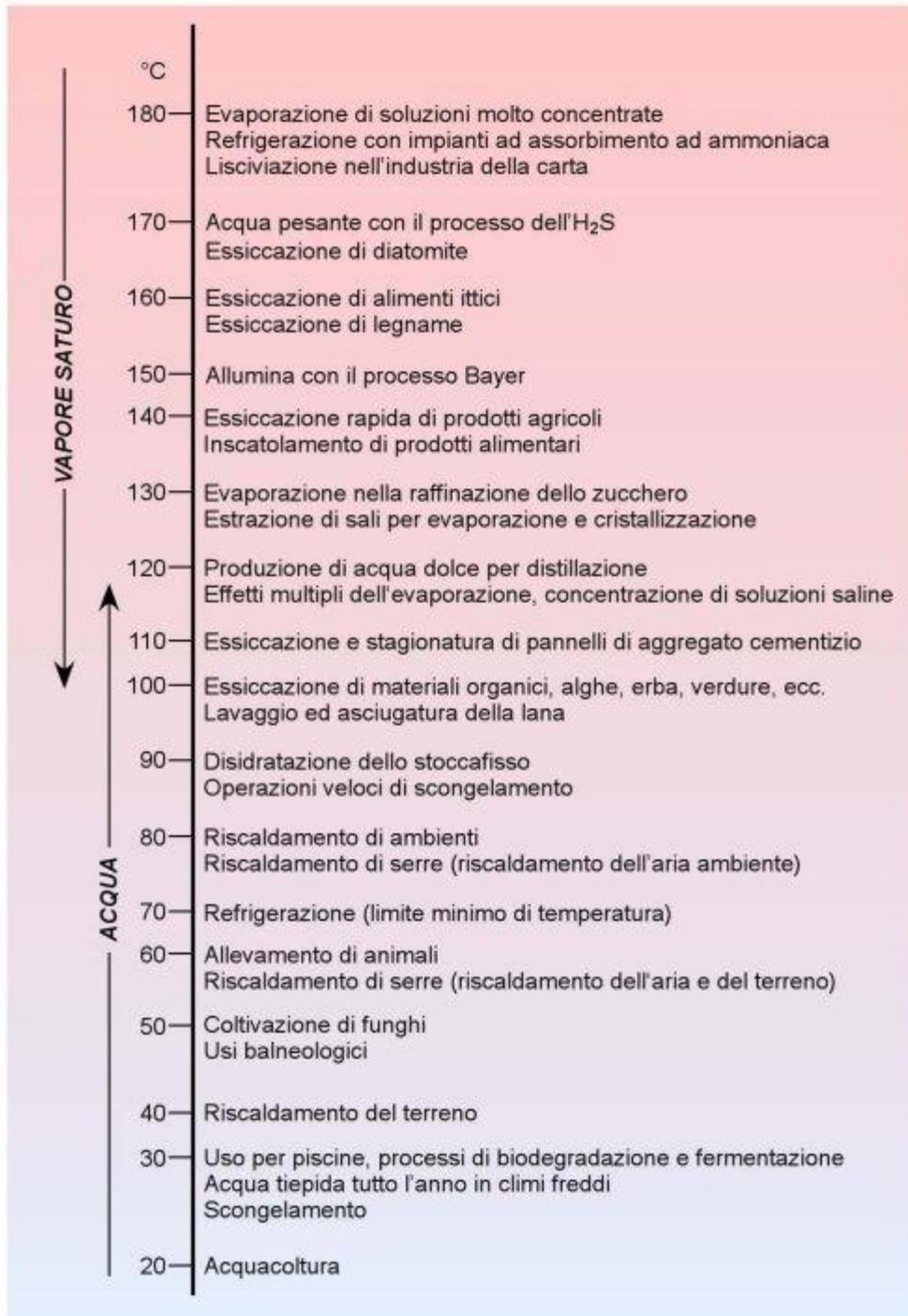



Figura 1.5: Diagramma di Lindal, che mostra i possibili usi deo fluidi geotermici a diverse temperature (Lindal, 1973)

2. Pompe di Calore

In natura, il calore fluisce spontaneamente da un corpo a temperatura elevata verso altri che si trovano a temperatura inferiore. Le pompe di calore sono macchine che lavorano in direzione opposta alla tendenza naturale del calore, trasferendolo da una sorgente a temperatura più bassa verso un utilizzatore a temperatura più alta grazie all'apporto di lavoro meccanico oppure elettrico. Questo lavoro deve essere pari alla differenza fra il calore ceduto al serbatoio caldo e quello sottratto alla sorgente.

Quindi, una pompa di calore prende energia da un mezzo naturale chiamato "sorgente fredda" (acqua, aria oppure suolo) e lo trasferisce ad un fluido vettore per consentire il riscaldamento della "sorgente calda" ovvero locali, ed eventualmente, la preparazione di acqua calda sanitaria e altri processi che richiedono calore a bassa temperatura come gli essiccatori industriali.

Dal punto di vista del principio operativo non ci sono differenze tra un'installazione frigorifera ed una pompa di calore; la differenza sostanziale starà nell'effetto utile dell'installazione, desiderando il riscaldamento invece del raffrescamento.

La **figura 2.1** rappresenta lo schema di funzionamento di una pompa di calore .

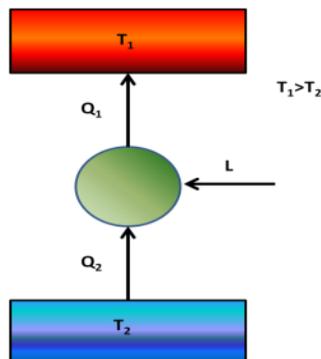



Figura 2. 1

La maggior parte delle pompe di calore sono reversibili e possono funzionare come condizionatori, in questo modo, possono operare alternativamente come unità riscaldanti nel periodo invernale e raffreddanti nel periodo estivo.

Le principali fonti di calore utilizzate dalle pompe di calore possono essere sorgenti naturali appartenenti all'ambiente esterno come il suolo, l'aria esterna o l'acqua (sia di falda che di superficie) oppure fonti di calore artificiali, come flussi di calore emessi da processi industriali e non, quindi aria prelevata da ambienti chiusi (come l'aria viziata).

Una prima classificazione delle pompe di calore viene fatta in base alla natura della sorgente fredda e calda, con le quali il fluido termovettore scambia calore direttamente. Si hanno quindi:

- Pompe acqua-acqua: riscaldano acqua a spese di altra acqua;
- Pompe acqua-aria: riscaldano aria prendendo calore da acqua;
- Pompe aria-aria: riscaldano aria trasferendo calore da altra aria;
- Pompe aria-acqua: riscaldano acqua prelevando calore da aria.

Il calore prodotto dalla pompa di calore può essere ceduto all'ambiente attraverso ventilconvettori, costituiti da armadietti in cui l'aria viene fatta circolare sopra corpi scaldanti; serpentine inserite nel pavimento nelle quali circola acqua calda oppure canalizzazioni che trasferiscono direttamente il calore ai diversi locali.

Le pompe di calore richiedono energia elettrica per funzionare ma, in condizioni climatiche adatte e con un buon progetto, il bilancio energetico è positivo fornendo fino a cinque volte l'energia consumata.

2.1. Funzionamento delle pompe di calore

Le pompe di calore sono costituite da un circuito chiuso percorso da uno speciale fluido frigorifero, il quale, dipendendo dalle condizioni di temperatura e pressione in cui si trova, assume lo stato liquido o gassoso. Il fluido frigorifero compie una serie di trasformazioni termodinamiche che vanno a caratterizzare la tipologia della pompa di calore.

L’impianto della pompa di calore è costituito da:

- organi di captazione del calore, i quali estraggono il calore dalla sorgente e, viceversa, cedono il calore prelevato durante il funzionamento in raffreddamento quando la pompa è reversibile;
- la pompa di calore propriamente detta;
- il circuito di distribuzione, il quale trasporta il calore verso le utenze termiche.

In base al ciclo termodinamico e, dunque, al principio di funzionamento, le pompe di calore appartengono a due grandi classi. Queste si distinguono per il modo in cui viene fornita l’energia per l’innalzamento della pressione e della temperatura del fluido refrigerante.

- ciclo a compressione: necessita di energia meccanica per funzionare;
- ciclo ad assorbimento: richiede energia termica.

Quindi i 2 tipi più diffusi e utilizzati sono: pompe di calore a compressione di vapore in cui viene fornita energia meccanica e pompe di calore ad assorbimento che richiedono energia termica.

2.2. Pompe di calore a compressione

La maggior parte delle pompe di calore opera con il ciclo a compressione di vapore.

I principali componenti di una pompa di calore a compressione sono: il compressore, la valvola di espansione e i due scambiatori di calore, di cui uno funge da evaporatore e l’altro da condensatore. I vari componenti sono connessi in un circuito chiuso, all’interno del quale scorre un liquido volatile, detto fluido frigorigeno o refrigerante.

Sono macchine operatrici a fluido dove il refrigerante compie trasformazioni termodinamiche all’interno di un ciclo bitermico. Il ciclo viene definito *bitermico* perché deve operare percorrendo un circuito idraulico a due distinti livelli di temperatura, tra una “sorgente fredda” ed una ”sorgente calda”.

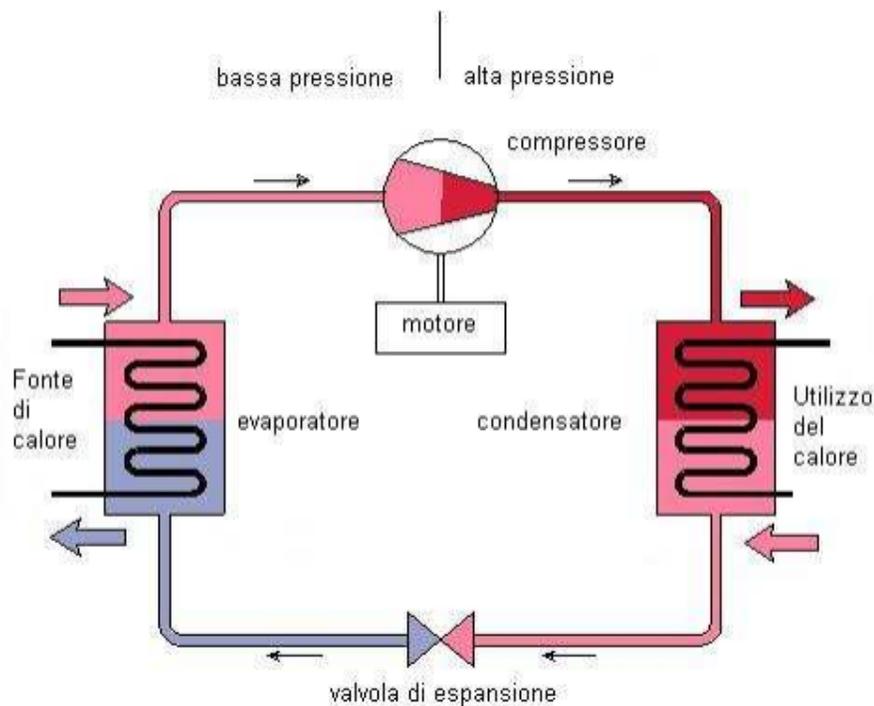



Figura 2. 2: Schema semplificato di una pompa di calore a compressione meccanica

Nell'evaporatore avviene il prelievo di calore a bassa temperatura, qui la temperatura del refrigerante è mantenuta leggermente inferiore rispetto a quella della sorgente fredda, in modo che la differenza di temperatura possa creare lo scambio termico necessario affinché il fluido liquido evapori.

Una volta evaporato, il refrigerante ha immagazzinato del calore, ma non è in grado di cederlo. All'interno di un compressore, il fluido sottoforma di vapore viene aspirato e compresso, aumentandone la pressione e temperatura fino a raggiungere una temperatura leggermente più elevata di quella della sorgente calda.

A questo punto, il refrigerante può sfruttare questa differenza di temperatura per cedere calore alla sorgente calda. Attraverso un condensatore, il fluido cede il calore utile e torna allo stato liquido.

Per completare il ciclo, il fluido deve tornare alle condizioni iniziali. Il refrigerante passa attraverso una valvola di laminazione, che ne abbassa la pressione e la temperatura. A questo punto, il refrigerante può ricominciare il ciclo.

Idealmente, il ciclo termodinamico di riferimento è il ciclo inverso di Carnot, il quale lavora tra temperature costanti T1 (calda) e T2 (fredda) e origina la più elevata efficienza energetica. In **Figura 2.3** è rappresentato schematicamente il ciclo inverso di Carnot, evidenziando le quattro trasformazioni termodinamiche, avendo trascurato l'energia cinetica e l'energia potenziale.

- Trasformazione A-B: espansione adiabatica (scambio nullo di calore con l'esterno) e reversibile (entropia costante), il fluido passa da un punto sulla curva di liquido saturo a un punto nella zona a tenore costante di vapore. Si produce lavoro grazie alla variazione di entalpia originata dal abbassamento di pressione con riduzione della temperatura;
$$L_{ESP} = h_A - h_B$$
- trasformazione B-C: evaporazione a pressione e temperatura costante. Il fluido assorbe calore dall'esterno:
$$Q_E = h_C - h_B$$
- trasformazione C-D: compressione adiabatica e reversibile, il fluido viene compresso grazie all'apporto di energia elettrica dall'esterno con innalzamento della pressione e temperatura:
$$L_{COMP} = h_D - h_C$$
- trasformazione D-A: condensazione a pressione e temperatura costante. Il fluido condensa erogando calore all'esterno:
$$Q_C = h_D - h_A$$

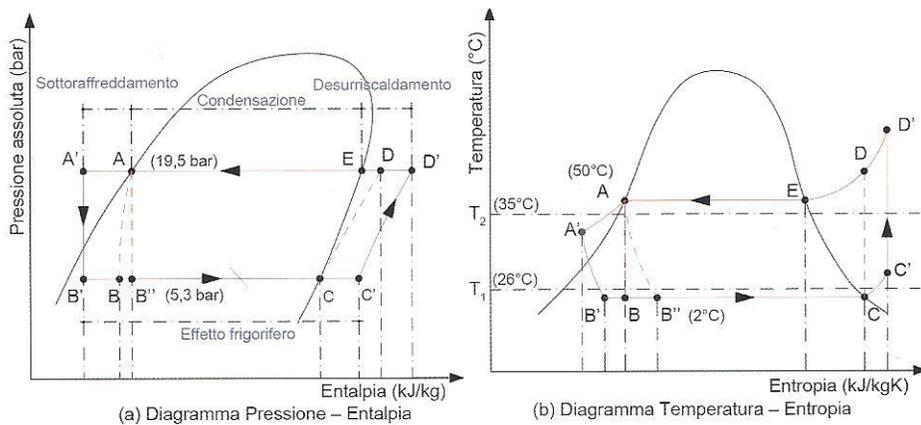



Figura 2.3

Nella realtà, le trasformazioni termodinamiche non sono reversibili e, per la natura dei processi stessi, sono ineliminabili. Quindi, causano una riduzione dell'efficienza energetica. Le seguenti irreversibilità assumono importanza rilevante:

- espansione nella valvola di laminazione, che determina una trasformazione adiabatica isoentalpica (senza produzione di lavoro verso l'esterno) e irreversibile (non isoentropica);
- perdite per attrito nel deflusso del fluido lungo gli scambiatori (nell'evaporatore e nel condensatore) che danno origine a trasformazioni non isobare;
- perdite di carico nei circuiti di collegamento tra i vari componenti del ciclo che originano cadute di pressione rappresetante con differenza di temperatura tra l'ingresso del compressore e quello del condensatore;
- compressione non isoentropica, caratterizzata da un suo rendimento isoentropico dato dal rapporto tra il lavoro necessario per la compressione ideale e quello necessario per la compressione reale. A seconda della tipologia di compressore, del fluido frigorifero e dalle condizioni di lavoro, il rendimento è tra 0.65 e 0.85. Questa è la causa di irreversibilità che incide di più nel calcolo dell'efficienza della pompa di calore.

Quando la pompa funziona in riscaldamento, l'effetto utile della pompa si esplica nel condensatore e, quando funziona in raffrescamento nell'evaporatore. In entrambi i casi, l'energia necessaria per il funzionamento della pompa viene richiesta per azionare il motore elettrico del compressore.

Il calore utile totale è la somma del calore sottratto all'ambiente e del lavoro di compressione, diminuito delle inevitabili perdite di energia.

Il compressore è solitamente azionato da un motorino elettrico e, a volte, da un motore a combustione che, operando in modo differente, permettono differenti vantaggi.

- Utilizzando un motore elettrico, il funzionamento della pompa di calore avrà un'efficienza energetica maggiore con perdite di trasformazione minime nel compressore, poiché l'efficienza di conversione dell'energia elettrica compressore è sempre superiore al 90%.
- Il funzionamento di un impianto con un motore a combustione interna, invece, permette di sfruttare il calore dei gas di scarico aggiungendolo a quello generato nel condensatore. In questo caso, però, l'efficienza energetica legata alla conversione dell'energia risulta molto inferiore rispetto a quella caratteristica di un motore elettrico.

In alcuni ambiti industriali, il fluido refrigerante è quello derivante dal processo industriale stesso. Queste pompe di calore funzionano a ciclo aperto attraverso la ricompressione meccanica del vapore (Mechanical Vapour Recompression, MVR).

La potenza richiesta dal motore che aziona il compressore comporta l'esigenza di un adeguamento della potenza elettrica impegnata e quindi può essere necessaria l'installazione di un nuovo contatore e, per potenze medio - elevate, la costruzione di una nuova cabina elettrica. Inoltre, avendo parti in movimento, il compressore è sede di perdite di energia e, alcune volte, fuoriuscite di fluido frigorigeno; sarà quindi necessario provvedere periodicamente alla manutenzione e reintegro del fluido

2.3. Pompe di calore ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento basano il proprio funzionamento sulla disponibilità di energia termica sotto forma di calore e non sullo sfruttamento dell'energia meccanica. Questo calore si può ottenere dalla combustione di gas (di solito, metano o GPL) oppure di olio combustibile, altrimenti può trattarsi di calore residuo o calore ambiente.

Nel ciclo a compressione meccanica prima descritto, per produrre calore si sfrutta la diversa temperatura tra la fase di evaporazione e quella di condensazione del fluido alle diverse pressioni e, per chiudere il ciclo è necessaria la presenza di un dispositivo che provveda a riportare il fluido alla pressione più alta del ciclo, compito svolto dal compressore. Nel caso di un ciclo ad assorbimento (**figura 2.4**), il passaggio è effettuato da un sistema composto da un assorbitore, una elettropompa e un separatore in serie. Il lavoro di compressione del fluido quindi è ottenuto in questi 3 organi.

In queste macchine, operano due sostanze in miscela binaria definite soluto (fluido a più alta tensione di vapore) e solvente (fluido a tensione di vapore più bassa). Questi fluidi devono essere completamente miscibili.

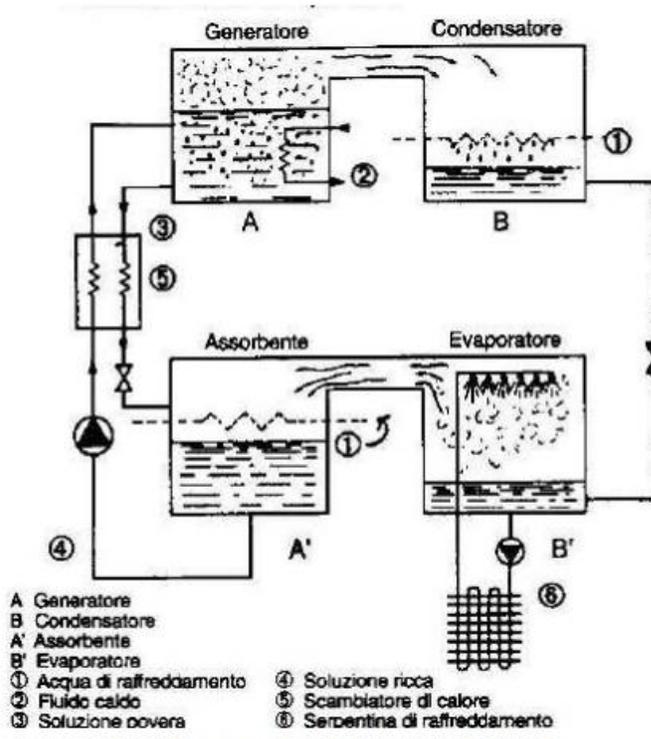



Figura 2. 3: Schema semplificato di una pompa di calore ad assorbimento

I sistemi ad assorbimento utilizzano dunque la capacità di liquidi e sali di assorbire il vapore del fluido operativo che scorre fra la zona di alta e la zona di bassa pressione. Le sostanze maggiormente utilizzate in questi impianti sono:

- acqua (come soluto o fluido frigorigeno) e bromuro di litio (come assorbente)
- ammoniaca (fluido frigorigeno) e acqua (assorbente).

Nell’evaporatore,il fluido frigorigeno evapora sottraendo calore alla sorgente fredda. In seguito, questo vapore di fluido frigorigeno a bassa pressione viene trasferito all’assorbitore, dove torna allo stato liquido sciogliendosi nel fluido assorbente. Affinché il ciclo possa proseguire, è necessario separare nuovamente il fluido assorbente da quello frigorigeno. Questo avviene nel separatore dove la soluzione dei due fluidi viene scaldata in modo che refrigerante, avendo tensione di vapore più bassa, passi nuovamente allo stato gassoso come vapore ad alta pressione, separandosi così dal fluido assorbente. Questo torna nell’assorbitore chiudendo il proprio ciclo.

A questo punto il refrigerante è inviato nel condensatore dove passa alla fase liquida tramite cessione di calore verso l’esterno. Uscito dal condensatore, tramite una valvola di laminazione, tornerà nell’evaporatore ad una pressione più bassa dove può ricominciare un nuovo ciclo.

Nel condensatore ha luogo la cessione di calore alla sorgente calda e, quindi, l’effetto utile della pompa. Invece, l’energia necessaria per il funzionamento della pompa, viene richiesta nel separatore, sotto forma di calore.

Le pompe di calore ad assorbimento sono macchine di tipo statico, questo garantisce un rendimento pressoché costante nel tempo e limita le esigenze di manutenzione. Inoltre, generalmente vengono saldati tutti i componenti del circuito durante la costruzione, evitando così perdite di fluido e il sovradimensionamento per tenerne conto.

A livello industriale, è possibile sfruttare il calore di scarto utilizzando un tipo particolare di pompa di calore ad assorbimento, chiamata trasformatore di calore. Questa è in grado di rendere disponibile energia termica in quantità inferiore a quella ricevuta, ma a temperatura più elevata senza richiedere la presenza di una fonte di calore esterna.

2.3.1. Pompa di calore ad assorbimento a bromuro di litio

Considerando la miscela H_2O-LiBr e facendo riferimento allo schema di **Figura 2.5**, si descrivono le trasformazioni termodinamiche:

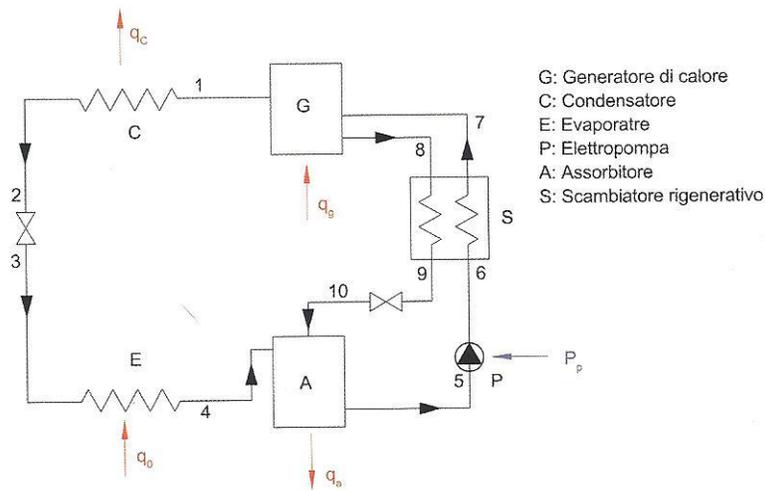



Figura 2. 4: Schema macchina ad assorbimento ad uno stadio

- trasformazione interna al generatore: viene ceduto calore alla miscela acqua-bromuro di litio ricca di acqua. Grazie a questo apporto di potenza termica, il componente più volatile della miscela (l'acqua) evapora e i due fluidi si separano;
- trasformazione 1-2: attraverso il condensatore, il vapore cede calore all'esterno, condensando;
- trasformazione 2-3: il fluido frigorigeno liquido viene laminato raggiungendo lo stadio a bassa pressione;
- trasformazione 3-4: la soluzione evapora sottraendo calore all'ambiente, all'uscita dell'evaporatore si ha vapore d'acqua a bassa pressione;
- trasformazione interna all'assorbitore: nell'assorbitore confluiscono il vapore d'acqua proveniente dall'evaporatore e la soluzione povera d'acqua con il bromuro di litio (precedentemente separata) e portata al livello di pressione del vapor d'acqua attraverso una valvola di laminazione. All'interno dell'assorbitore, il vapore d'acqua si dissolve nella soluzione ricca di bromuro di litio;
- trasformazione 5-6-7: la soluzione debole viene riportata al generatore per mezzo di una elettropompa. Durante il percorso, viene effettuato un recupero di calore in uno scambiatore rigenerativo, dove la miscela forte (ricca di bromuro di litio) in arrivo dal generatore cede calore alla miscela ricomposta debole.

Si ha un grande risparmio di energia, dato che, all’uscita dell’evaporatore, il vapore viene assorbito in una soluzione liquida che, successivamente viene pompata alla pressione di lavoro del generatore. In ogni caso, si deve comunque fornire energia termica in un secondo tempo all’interno del generatore per poter separare i fluidi (solvente e soluto). Per cui, queste macchine sono di particolare interesse dove siano disponibili scarti energetici (acqua oppure vapore a temperatura superiore ai 110 °C) o in associazione a impianti di cogenerazione.

Inoltre, nel funzionamento in raffrescamento, le caratteristiche chimico-fisiche dei componenti di questo tipo di pompa sono tali da richiedere la presenza di una torre evaporativa per l’asportazione di calore prodotto nel ciclo, non essendo compatibile un raffreddamento tramite scambio diretto con aria ambiente per problemi di cristallizzazione della miscela. Tuttavia, esistono soluzioni costruttive, come le macchine ad assorbimento a doppio stadio, che hanno la necessità di smaltire meno calore.

2.3.2. Pompa di calore ad assorbimento ad ammoniaca

Nelle pompe di calore che utilizzano NH_3 come soluto e H_2O come solvente., il principio di funzionamento è analogo a quello precedente, ma con parametri, tecniche costruttive e prestazioni notevolmente diverse. Per l’ammoniaca e l’acqua, miscelate tra di loro, il cambiamento di fase avviene ad una temperatura compresa tra quella delle due sostanze pure.

In **Figura 2.6** è rappresentato lo schema semplificato di queste macchine e i singoli processi termodinamiche sono elencati a pagina seguente.

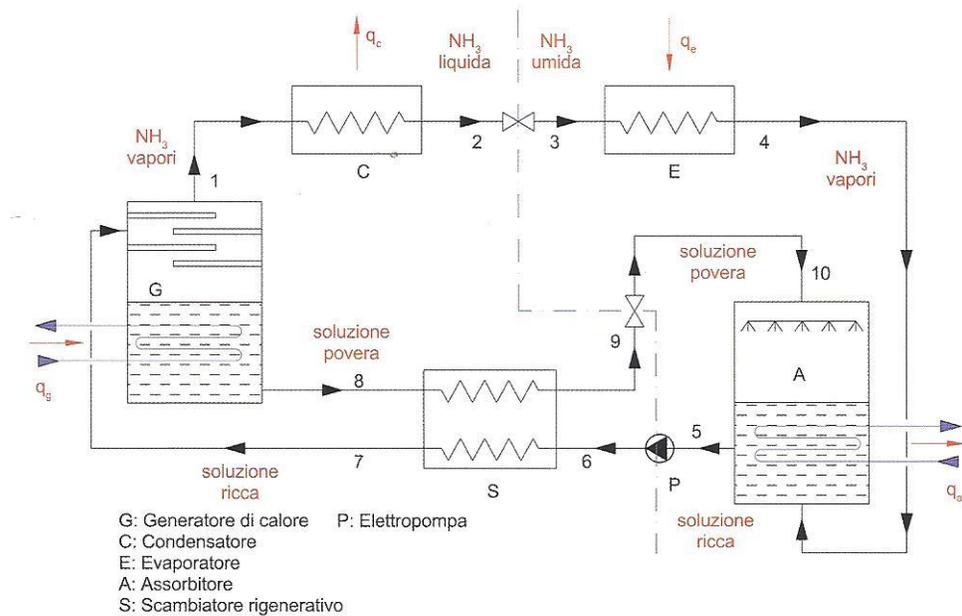



Figura 2. 5: Schema semplificato di una macchina frigorifera ad assorbimento acqua-ammoniaca

- trasformazione interna al generatore: viene ceduto calore alla miscela acqua-ammoniaca ricca di acqua. Questo apporto energetico, avviene a temperature di circa 110 - 130°C e quindi, determina la separazione del componente più volatile della miscela (in questo caso, l'ammoniaca) che evapora. In corrispondenza del generatore sono presenti anche un rettificatore e un deflammatore per condensare i residui dell'acqua;
- trasformazione 1-2: attraverso il condensatore, il vapore di ammoniaca cede calore all'esterno, condensando;
- trasformazione 2-3: la soluzione condensata passa attraverso una valvola di laminazione in modo da raggiungere lo stadio a bassa pressione;
- trasformazione 3-4: qui si ha l'effetto utile della pompa, dove la soluzione evapora sottraendo calore all'ambiente, all'uscita dell'evaporatore si ha vapore di ammoniaca a bassa pressione;
- trasformazione interna all'assorbitore: nell'assorbitore confluiscono il vapore di ammoniaca a bassa pressione proveniente dall'evaporatore e la soluzione povera d'ammoniaca con alto contenuto d'acqua, previamente separata e portata al livello di pressione del vapor di ammoniaca attraverso una valvola di laminazione. All'interno dell'assorbitore, il vapore di ammoniaca si dissolve

nella soluzione ricca d'acqua con un processo esotermico, e quindi si deve asportare tale calore;

- trasformazione 5-6-7: la soluzione arricchita di ammoniaca viene riportata verso il generatore per mezzo di una elettropompa. Durante il percorso verso il generatore, viene effettuato il recupero di calore attraverso uno scambiatore rigenerativo che provvede a rialzare la pressione della soluzione ricca di ammoniaca.

Con la pompa di calore ad assorbimento ad ammoniaca è possibile scendere sotto lo zero centigrado all'interno dell'ambiente da raffreddare, a spese di una maggiore complessità della macchina rispetto ad un assorbitore a bromuro di litio.

Inoltre, può utilizzare come bacino termico l'aria esterna, consentendo di evitare le torri evaporative nel funzionamento in raffrescamento necessarie per le macchine a bromuro di litio.

2.4. Prestazioni delle pompe di calore

2.4.1. COP

L'efficienza energetica delle pompe di calore, quando funzionano in riscaldamento, si esprime con il coefficiente di prestazione (COP: Coefficient Of Performance) definito come rapporto tra la potenza termica fornita dalla pompa e la potenza spesa per farla funzionare.

Per una pompa a compressione meccanica, il COP identifica il rapporto fra il calore fornito dalla pompa di calore stessa [kW] e il lavoro fornito dal compressore grazie alla potenza elettrica che esso assorbe [kW].

$$COP_{REALE} = \frac{|Q_C|}{|L_{COMP}|} = \frac{|Q_C|}{|Q_C| - Q_E}$$

Dove:

Q_C è il calore scambiato al condensatore (kJ/kg);

L_{COMP} è il lavoro elettrico esterno di compressione;

Q_E è il calore scambiato all'evaporatore (kJ/kg).

Nel caso di una pompa di calore ideale reversibile e, quindi, per un fluido frigorigeno che evolve secondo un ciclo di Carnot inverso esattamente tra le temperature T_C e T_E della sorgente calda e del serbatoio termico esterno, il COP risulta essere il massimo ottenibile, dato che le trasformazioni (2 isoterme e 2 adiabatiche) richiedono la minore possibile quantità di lavoro e ne producono il massimo possibile.

$$COP_{CARNOT} = \frac{|Q_C|}{|L_{COMP}|} = \frac{|Q_C|}{|Q_C| - Q_E} = \frac{T_C}{T_C - T_E}$$

Nella realtà per le condizioni operative tipiche delle pompe di calore è molto difficile raggiungere la metà di questo valore ideale. Tuttavia, per ragioni costruttive, si realizzano alcune diversificazioni dal ciclo base in modo da aumentare l'effetto utile della pompa:

- l'evaporatore viene dimensionato in modo tale da terminare la trasformazione in condizione di vapore surriscaldato, in modo da non avere presenza di liquido nella miscela per evitare di comprimere la fase liquida;
- prima di entrare nel condensatore, la miscela viene desurriscaldata con trasformazione isobara;
- si prolunga la condensazione della miscela oltre la curva di liquido saturo, sottorraffreddandola. Si ottiene, quindi, liquido sotto raffreddato che entrando nella valvola di laminazione, sposta il ciclo con una diminuzione del valore di entropia.

Comunque, a seconda del tipo di impianto e delle condizioni effettive di funzionamento il valore del COP si colloca generalmente tra 2 e 4 per le pompe a compressione, e tra 1.1 e 1.6 per le pompe ad assorbimento. Questi valori, sono referenziali e sono tanto più alti quanto più :

- è bassa la temperatura a cui il calore viene ceduto dalla macchina per fornire effetto utile;
- è alta la temperatura della sorgente da cui viene assorbito il calore (tale temperatura è uno dei parametri fondamentali da cui dipende la potenza termica resa dalla pompa di calore).

Queste osservazione derivano dalla formulazione del COP del ciclo di Carnot che dimostra analiticamente come le migliori prestazioni si ottengono quanto più vicine sono le temperature delle due sorgenti. Da qui l'importanza di questo coefficiente che permette di identificare la misura quantitativa del salto di temperatura che il sistema produce, ovvero la differenza tra la temperatura della sorgente di calore e la temperatura di uscita del calore dal dispositivo stesso.

In base a questo sta la scelta, insieme alla tipologia di pompa di calore, dei terminali di impianto, come i sistemi radianti, dato che questi consentono di abbassare la temperatura al condensatore avendo la possibilità di essere alimentati ad una temperatura relativamente bassa.

Nella **Figura 2.7** a pagina seguente sono mostrati alcuni valori dei COP conseguibili da alcune pompe di calore esistenti nel mercato; si osserva come questi valori si discostano dal valore teorico conseguibile dal ciclo di Carnot, nonostante i continui miglioramenti nella tecnologia.

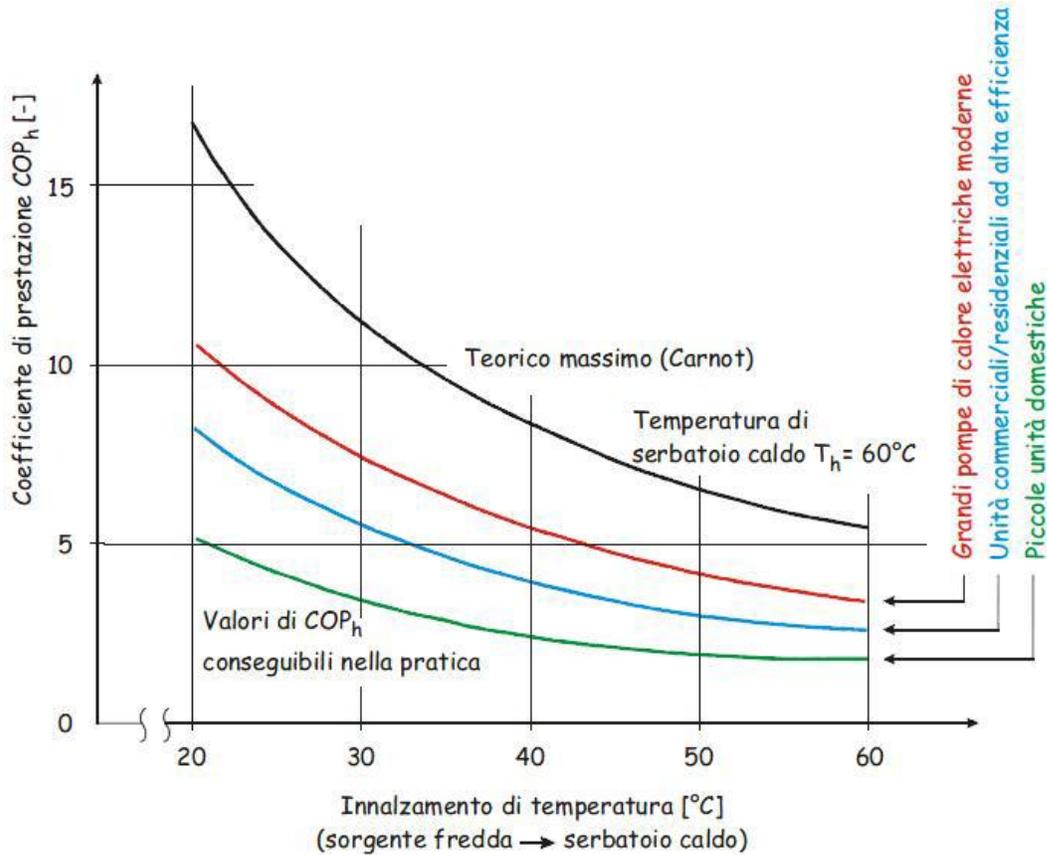



Figura 2. 6

2.4.2. EER

Quando la pompa di calore è impiegata anche per raffrescare, allora si parla di pompa di calore reversibile e il parametro che viene assunto per stimare il rendimento del processo assume il nome di EER (Energy Efficiency Ratio).

La sua formulazione è analoga al quella COP con l'unica differenza che l'EER pone l'attenzione sul calore asportato dalla sorgente fredda. Esso è quindi dato dall'effetto refrigerante prodotto dalla pompa diviso fra l'energia in ingresso alla pompa stessa:

$$EER_{CARNOT} = \frac{Q_C}{|L_{COMP}|} = \frac{Q_E}{|Q_C| - Q_E} = \frac{T_E}{T_C - T_E}$$

$$EER_{REALE} = \frac{Q_C}{|L_{COMP}|} = \frac{Q_E}{|Q_C| - Q_E}$$

Anche in questo caso, l’EER, così come il COP, diminuisce rapidamente al aumentare della differenza di temperatura tra le due sorgenti, per questo gli sforzi per cercare di aumentare la temperatura all'evaporatore, in modo da avvicinarla per quanto più possibile a quella del condensatore sono sempre più consistenti.

Garantire una temperatura sempre più fredda di mandata all’impianto comporta il fatto che l’evaporazione dovrà avvenire ad una temperatura sempre più inferiore, ciò dipendendo dall'efficienza dello scambio termico e dal limite che pone la termodinamica circa la temperatura del fluido in uscita dallo scambiatore; questo, quindi, fa aumentare sempre più la differenza fra le due temperature, penalizzando l’EER.

Se la pompa funziona in raffrescamento, sarà possibile abbassare la temperatura al condensatore solamente fintantoché la temperatura dell'aria esterna sarà in grado di smaltire il calore, questo significa che essa deve avere una temperatura minore rispetto quella di condensazione. Se la temperatura esterna sale troppo, conseguentemente deve salire anche la temperatura di condensazione, altrimenti si rischia l’arresto della pompa di calore. Questo però comporta una penalizzazione sull’EER dal momento che aumenta nuovamente la differenza di temperatura fra le due sorgenti.

Il COP e l’EER dipendono quindi, anche dalle caratteristiche costruttive dell’impianto in relazione al fabbisogno di calore; oltre al fluido di lavoro impiegato, al consumo di energia da parte di apparecchiature ausiliarie e alle condizioni effettive di funzionamento.

Per questo motivo, i costruttori dichiarano degli indici COP e EER determinati mediante prove in condizioni di funzionamento ben definito. Inoltre, i costruttori limitano il funzionamento delle pompe di calore entro determinate condizioni operative (evitando troppo aumento della temperatura di condensazione o abbassamento della temperatura di evaporazione) in modo da evitare sia la sconvenienza dell’uso della macchina (a causa dell’elevato prelievo di energia elettrica dalla rete) sia instabilità nel funzionamento della pompa di calore.

Il clima della località in cui si installa una pompa di calore riveste quindi un ruolo fondamentale nella scelta della sorgente con la quale essa deve lavorare.

L'efficienza reale di una pompa di calore, in un dato periodo di reale funzionamento viene espressa dalla "cifra di lavoro" definita come rapporto tra il calore utile prodotto e l'energia consumata durante il periodo stesso. Questa, a differenza del COP, tiene in considerazione il funzionamento effettivo del sistema, descrivendone le prestazioni.

Per questo motivo, si introducono i coefficienti SPS e ESEER definiti come:

- Seasonal Performance Factor (SPF): è il rapporto tra l'energia complessivamente fornita dalla pompa di calore e l'energia elettrica consumata, compresi i consumi per i sistemi ausiliari a servizio del funzionamento della pompa stessa.

$$SPF_{g,t} = \frac{Q_{out,g,h} + Q_{out,g,DHW}}{E_{in,g} + W_g}$$

con:
$Q_{out,g,h}$= energia termica in riscaldamento (J);
$Q_{out,g,DHW}$= energia termica per la produzione di Acqua Calda Sanitaria (J);
$E_{in,g}$= energia elettrica assorbita dalla pompa di calore (J);
W_g= energia elettrica assorbita dagli ausiliari a servizio della pompa di calore (J).

- European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESEER): è la media pesata dei valori dei singoli EER a diverse condizioni operative, ponderati per i relativi tempi di funzionamento in funzione della tipologia della macchina:

$$ESEER = \frac{1}{\frac{a}{EER_1} + \frac{b}{EER_2} + \frac{c}{EER_3} + \frac{d}{EER_3}}$$

con:
a, b, c, d = tempi di funzionamento convenzionali fissati per i diversi carichi della macchina frigorifera;
$EER_1,\ EER_2, EER_3, EER_4$ = indici di efficienza misurati alle condizioni operative 1, 2, 3 e 4.

Tutti questi indici misurano quanto calore viene prodotto fornendo in ingresso una certa quantità di energia. Questa energia in ingresso, però, potrebbe essere ottenuta da fonti responsabili di emissioni di anidride carbonica come le centrali termoelettriche. Per questo motivo, si introduce un ulteriore indice, noto come "indice di energia primaria" (Primary Energy Ratio, PER), il quale valuta l'impatto globale della pompa di calore sull'ambiente, andando a considerare il combustibile che è stato usato per produrre l'energia elettrica richiesta dalla pompa stessa.

3. Classificazione delle pompe di calore

Le pompe di calore si suddividono principalmente in due grandi categorie in base al tipo di fluido che utilizzano dal lato della sorgente, tuttavia possono essere classificate in base a diversi parametri.

- **per taglia di impianto**
  pompa di calore per piccoli impianti, quando la potenza installata è inferiore ai 30 kW oppure per medi/grandi impianti, quando la potenza installata è superiore ai 30 kW;

- **tipo di servizio**
  la normativa UNI TS 11300-4 considera tre possibili servizi che può rendere disponibile la pompa di calore, questi sono: il riscaldamento, la produzione di acqua calda sanitaria o la contemporanea copertura di entrambi. Essendo tale normativa adibita a regolamentare il fabbisogno di riscaldamento, fra i servizi elencati non viene citata la climatizzazione estiva, facilmente ottenibile con una pompa di calore reversibile;

- **vettori energetici e tipologie di generatori**
  la normativa TS 11300-4 classifica gli impianti alimentati da pompa di calore come:
  - monovalenti, quando la pompa di calore che copre l'intero fabbisogno energetico stagionale;
  - bivalenti monoenergetici, quando la pompa di calore copre una parte del fabbisogno termico stagionale e la quota rimanente è coperta da un generatore ausiliario sfruttante lo stesso vettore energetico della pompa di calore;
  - bivalenti e bienergetici, quando il vettore del sistema integrativo è diverso da quello della pompa di calore.

La specifica tecnica per vettore energetico distingue l'energia elettrica impiegata per le pompe di calore a compressione di vapore, dai combustibili liquidi e gassosi, impiegati nelle pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto;

- **fluido impiegato dal lato dell'utenza**
  calore possono essere ad espansione diretta, con evaporazione o condensazione direttamente con l'aria ambiente, oppure che possono utilizzare un fluido secondario come l'acqua per soddisfare le esigenze di riscaldamento o raffrescamento.

- **fluido impiegato dal lato della sorgente**
  - ➔ pompe di calore che utilizzano come sorgente l'aria sia esterna che quella interna recuperata;
  - ➔ pompe di calore geotermiche.

3.1. Pompe di calore ad aria

3.1.1. Pompe di calore ad aria esterna

Le pompe di calore più diffuse sono quelle che impiegano l'aria come sorgente esterna, secondo alcune stime, oltre il 90% delle pompe di calore installate in Italia utilizza come sorgente fredda l'aria. A sua volta possono essere di tipo aria-aria, qualora vadano direttamente a riscaldare o raffrescare l'aria ambiente, oppure aria-acqua, se il calore o il freddo vengono ceduti ad un fluido termovettore (l'acqua) che a sua volta circola nei terminali d'impianto per soddisfare il fabbisogno termico dell'edificio.

Nel primo caso si possono avere unità mono o multisplit, invece per le pompe di calore aria-acqua avremo il circuito idraulico di distribuzione per la circolazione del fluido secondario, ne deriva quindi una maggiore complessità impiantistica e, conseguentemente, un costo che può essere 2-3 volte superiore rispetto le pompe di calore aria-aria, che viene però ripagato dalla più alta efficienza risultante dall'impiego dell'acqua. Questo senza tener conto di una più facile gestione anche per quanto riguarda la possibilità di produzione di acqua calda sanitaria.

L'aria è una sorgente di calore facilmente sfruttabile, è disponibile ovunque e senza limiti, non richiede captatori particolarmente costosi e non è soggetta a particolari autorizzazioni. Tuttavia, rispetto all'acqua, possiede una densità molto inferiore rendendo necessario mettere in movimento elevati volumi d'aria. Un altro svantaggio dell'aria esterna come sorgente di calore è la forte oscillazione di temperatura e umidità che fluttuano sia durante le giornate che nell'anno. Questo fattore porta ad avere una prestazione energetica poco soddisfacente dato che, questa è tanto migliore quanto minore è la differenza tra la temperatura della sorgente fredda e quella dell'ambiente riscaldato e, la temperatura esterna tende a diventare molto bassa proprio quando si desidera una temperatura elevata nell'ambiente da riscaldare. Inoltre, quando la temperatura esterna è bassa, l'evaporatore può ghiacciare trovandosi a diretto contato con l'aria esterna; questo fattore limita ulteriormente il rendimento della pompa, riducendo le sezioni di passaggio dell'aria e peggiorando lo scambio termico. Per questo motivo, le pompe ad aria sono spesso dotate di dispositivi di sbrinamento.

3.1.2. Pompe di calore ad aria interna recuperata

In questo caso, è necessaria la presenza di un impianto per il ricambio dell'aria e si usa l'aria viziata come sorgente fredda per una pompa di calore. L'aria viziata prelevata dall'ambiente, prima di essere espulsa verso l'esterno o ricircolata, cede parte del suo calore attraversando uno scambiatore di calore, che funge appunto da sorgente fredda per la pompa di calore.

I vantaggi dell'aria viziata sono che trovandosi ad una temperatura relativamente elevata, di solito ben di sopra alla temperatura esterna, non richiede sbrinamento e quindi presenta prestazione energetiche buone.

Questa tecnica è particolarmente adatta ai locali con piscina i quali richiedono la deumidificazione dell'aria, consentendo di recuperare una cospicua quantità di calore latente. Inoltre il calore di recupero potrà essere utilizzato sia per riscaldare l'acqua della piscina che per l'aria stessa , deumidificata, prima di reimmetterla nel locale.

Per contro, la principale limitazione riguarda la quantità di aria viziata disponibile che sarà determinata dal volume dell'impianto.

3.2. Pompe di calore geotermiche

Gli altri tipi di sorgente che possono essere sfruttati in alternativa all'aria sono rappresentati dall'acqua proveniente sia da una falda o da un bacino, e dal terreno. Il fluido termovettore che circola nelle sonde alloggiate nel terreno o nel bacino, preleva da esso calore per cederlo all'evaporatore della pompa di calore. Se la sorgente è rappresentata da una falda il prelievo è diretto, comunque è tuttavia consigliato l'impiego di uno scambiatore di disaccoppiamento fra l'acqua di falda e il fluido frigorigeno circolante nella pompe di calore per evitare sporcamenti eccessivi all'evaporatore.

Nella **Tabella 3.1** è riportata la classificazione della UNI TS 11300-4 circa le tipologie di fonti dalle quali possono estrarre energia le pompe di calore:

Fonte di energia	Tipologia fonte di energia sfruttata	Modalità di estrazione
Aria esterna	Rinnovabile "aerotermica"	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna
Aria interna	Non rinnovabile se proveniente da sistemi impieganti energie fossili, ad esclusione dell'aria di espulsione	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria interna di espulsione in sistemi di recupero
Roccia	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Terreno	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di falda	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di mare	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di lago	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di fiume	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acque di risulta e liquami di processi tecnologici	Non rinnovabile	Raffreddamento acque e/o liquami di processo
Liquami urbani	Assimilabile a rinnovabile	Raffreddamento liquami urbani

Tabella 3.1

Nelle **Figure 3.1** e **3.2** sono rappresentate rispettivamente una pompa di calore aria acqua e una aria-aria, ricordando come con il primo termine si faccia riferimento al fluido impiegato lato sorgente esterna e col secondo il fluido impiegato lato utenza.

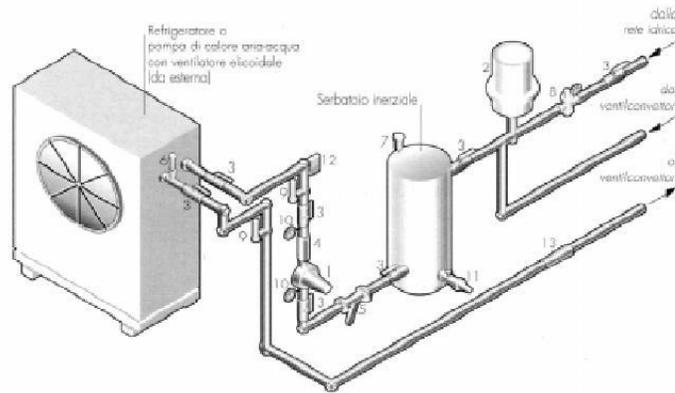



Figura 3. 1: Pompa di calore aria – acqua

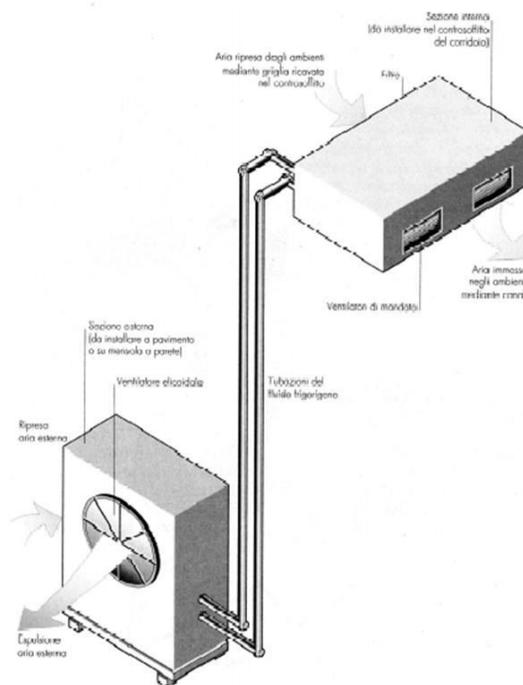



Figura 3. 2: Pompa di calore aria - aria

4. Pompe di Calore Geotermiche

Le pompe di calore geotermiche (in anglosassone GSHP) sono quelle che sfruttano il suolo come sorgente dalla quale prelevare calore per la climatizzazione estiva ed invernale degli edifici, la produzione di acqua calda sanitaria e la produzione di caldo e/o freddo nei cicli di processi industriale e alimentare.

Il sottosuolo costituisce una sorgente per l'estrazione del calore e un ottimo serbatoio per il suo stoccaggio dato che questo non viene influenzato in modo significativo dalla variabilità delle condizioni atmosferiche; la sua temperatura risulta quindi poco variabile, discostandosi raramente dai 10 – 15 °C, rendendolo adatto a fungere sia da sorgente fredda che da sorgente calda per le pompe di calore geotermiche.

Per le applicazioni geotermiche si impiegano generalmente pompe di calore a compressione connesse con uno scambiatore a circuito chiuso (come le sonde verticali) oppure aperto (come l'acqua di falda o da bacino superficiale). Questi particolari scambiatori di calore detti *sonde geotermiche* o *captatori*, servono a trasferire il calore dal terreno agli edifici da riscaldare e sono tubi ad U costituiti da materiali con alta trasmittanza termica nei quali passa un liquido (generalmente una soluzione acqua-glicole, per evitare il congelamento in presenza di basse temperature) che assorbe il calore e lo porta in superficie (o nel sottosuolo nel caso di funzionamento estivo). Le sonde, vengono collegate a due collettori (uno di mandata e uno di ritorno) dove vengono installati dispositivi di regolazione che garantiscono l'equilibrio idraulico tra i vari captatori. Le sonde possono essere di tre tipi:

- verticali;
- orizzontali;
- piloni geotermici.

Il termine pompa di calore geotermica è ormai diffuso e impiegato a livello internazionale anche se soltanto in pochi casi si ha un contributo significativo del calore

emanato direttamente dalle rocce sotterranee. Infatti, alle profondità considerate, il calore proviene principalmente dell'irraggiamento solare e dalle precipitazioni.

Un sistema GSHP può fornire molta più energia termica di quella elettrica che esso consuma grazie alla maggiore efficienza rispetto alle pompe di calore ad aria. La quantità di calore utilizzabile da una sonda geotermica dipende da diverse fattori; il principale è la temperatura del sottosuolo che dipende, a sua volta, dalla profondità raggiunta dai captatori. Questa, intorno ai 10 m di profondità, si mantiene prossima ai 13 °C durante tutto l'anno. A profondità maggiori, la temperatura si innalza di 2 - 3 °C ogni 100 m circa.

Altri fattori importanti sono il tipo costruttivo della sonda e le caratteristiche fisiche del sottosuolo, in particolare, la conducibilità termica. Bisogna considerare che in inverno i captatori, sottraendo calore al terreno circostante, possono portarlo a gelare migliorando il contatto termico; al contrario, d'estate il terreno scaldato dai captatori perde umidità, diventando un cattivo conduttore termico. La tecnologia della pompa di calore geotermica è dunque particolarmente indicata per zone dal clima rigido, infatti, essa si è affermata in Austria, Svizzera, Germania e nei Paesi Scandinavi.

L'impatto ambientale si riduce alle possibili fuoriuscite del fluido termovettore che circola nelle sonde. Le soluzioni comunemente adottate, basate su miscele d'acqua e liquido antigelo, non presentano rischi significativi.

Uno dei principali ostacoli all'utilizzo delle pompe di calore geotermiche è il costo d'installazione. Sebbene l'energia prelevata sia gratuita, il costo dei sistemi GSHP è elevato, in particolare, il sistema di captazione richiede un'installazione onerosa e delicata. Per questi motivi, gli impianti con pompa di calore geotermica vengono utilizzati in edifici di nuova costruzione o nel caso di ristrutturazioni importanti. Per limitare il costo complessivo, è necessario un dimensionamento accurato.

Le pompe di calore geotermiche possono avere un desurriscaldatore, il quale contribuisce a riscaldare l'acqua calda domestica. In estate, questo dispositivo usa una parte del calore di scarto derivante dal raffrescamento per riscaldare l'acqua, con evidente risparmio sui costi d'esercizio. In inverno, invece, una parte della potenza della pompa di calore deve essere usata per questa finalità.

Le prestazioni di un impianto con pompa di calore geotermica è influenzata in modo determinante dalla qualità dell'installazione tra cui la scelta della pompa per la

circolazione del fluido termovettore nei captatori, la cui potenza va scelta in base alla lunghezza e alla forma dei captatori, queste ultime determinano le perdite di carico nei captatori stessi. A sua volta, la lunghezza dei captatori si sceglie considerando il fabbisogno di riscaldamento dell'edificio (ed eventualmente anche quello di raffrescamento).

Talvolta, esiste il pericolo di prelevare troppo calore, con la conseguenza che il terreno può subire un lento raffreddamento riducendo l'efficienza della pompa di calore a causa della temperatura sempre più bassa della sorgente fredda. Se ciò accade, bisogna provvedere a rigenerare periodicamente il terreno, restituendo durante la stagione calda almeno una parte del calore prelevato in inverno. Sotto questo profilo, sono ideali le pompe di calore reversibili anche se, non sempre consentono una rigenerazione adeguata. Nelle zone con clima rigido, la stagione calda potrebbe essere troppo breve; invece nelle zone con elevate temperature medie, potrebbe accadere che la pompa di calore, durante il funzionamento in raffrescamento, ceda molto più calore di quello assorbito durante il periodo invernale. Per rimuovere questo calore in eccesso, occorre una seconda pompa di calore, che lo trasferisce, ad esempio, all'acqua di una piscina, ottenendo un duplice beneficio.

4.1. Captatori Orizzontali

I collettori orizzontali sono serpentine, generalmente in polietilene oppure in rame rivestito di materiale sintetico, interrate orizzontalmente sul terreno in prossimità del edificio da climatizzare a profondità non eccessiva, all'interno di queste serpentine viene operata una circolazione forzata di una soluzione di acqua glicolata. I tubi all'interno del terreno possono essere disposti a serpentina o a spirale.

La superficie di terreno necessaria varia approssimativamente tra 1.5 e 3 volte la superficie dell'edificio da climatizzare in modo da riuscire ad estrarre dal terreno il calore necessario a coprire l'intero fabbisogno energetico dell'edificio. Si può ridurre la superficie se le tubature di scambio termico vengono installate sulle pareti laterali di una trincea profonda uno o due metri.

Gli installatori si attengono generalmente ad alcune raccomandazioni di posa, fatte salve eventuali eccezioni, i captatori devono distare almeno:

- 2 m dagli alberi;
- 1.5 m dalle reti interrate non idrauliche;
- 3 m dalle fondazioni, dai pozzi, dalle fosse settiche.

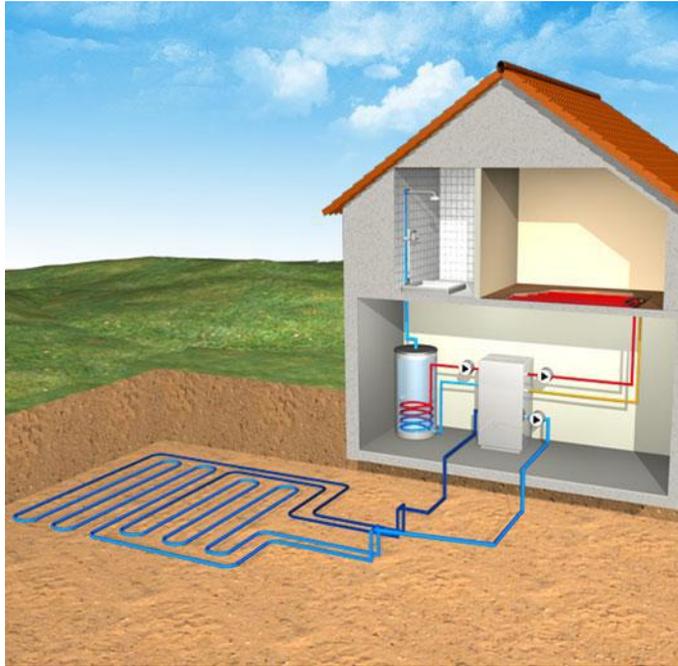



Figura 4. 1: Pompa di calore con captatori orizzontali

I captatori vengono interrati di solito tra i 0.5 e 1.5 m, ma talvolta si superano i 3 m. Questi scambiano calore con il terreno circostante e, a queste profondità, gli apporti di calore sono dovuti quasi esclusivamente alla radiazione solare e alle infiltrazioni di pioggia. È quindi importante che il terreno abbia una buona esposizione al sole e una buona permeabilità all'acqua piovana preferendo i terreni pianeggianti.

I captatori orizzontali sono di facile installazione e hanno costi di primo impianto più bassi rispetto ai captatori verticali, raggiungono però rendimenti minori a causa delle variazioni della temperatura. Con una profondità di posa maggiore si otterrebbe una minor influenza della variazione di temperatura dovuta all'aria esterna, ma il costo dello scavo aumenterebbe notevolmente.

4.2. Captatori Verticali

Le sonde geotermiche scendono nel terreno andando verso temperature più uniformi e necessita di idonei studi (svolti da società specializzate) per individuare sia il numero di pozzi che la profondità delle perforazioni da realizzare, a seconda del tipo di terreno. Questo perché ogni terreno possiede delle caratteristiche di scambio termico proprie, che possono anche variare con la profondità, ed è quindi necessario uno studio approfondito delle caratteristiche del suolo dove si andranno ad installare le sonde prima di realizzare le perforazioni dove alloggiare le sonde stesse. Queste sonde hanno le prestazioni migliori rispetto a quelle orizzontali, ma di contro hanno i costi di realizzazione più elevati, dovuti principalmente alla necessità di realizzare perforazioni profonde e numerose, specie se il terreno ha scarse proprietà di scambio termico.

Una sonda consiste in un pozzo trivellato in cui è installato un tubo ad U, a doppia U, a tubi concentrici oppure a pozzo permanente, quest'ultima possibile da adottare solamente in terreni fortemente rocciosi e consolidati in quanto evitano la rifoderazione della perforazione, di fatto eliminando una resistenza aggiuntiva e quindi permettendo un miglior scambio termico.

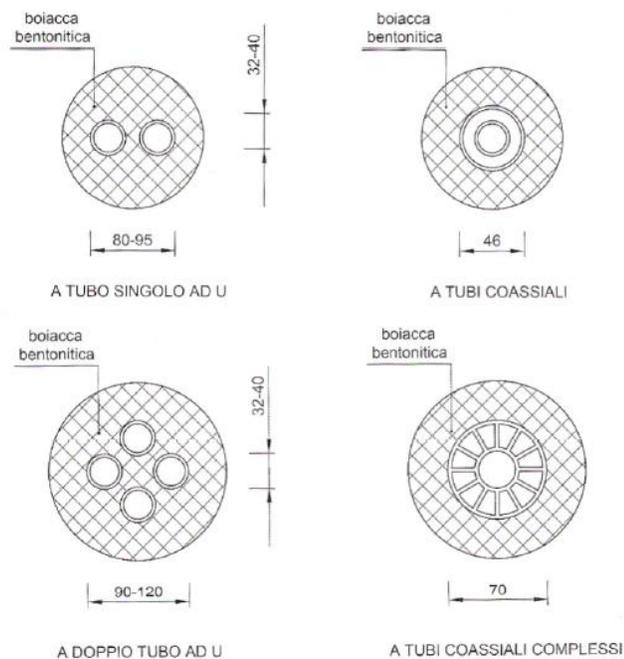



Figura 4. 2: Sezione Trasversale delle sonde geotermiche verticali

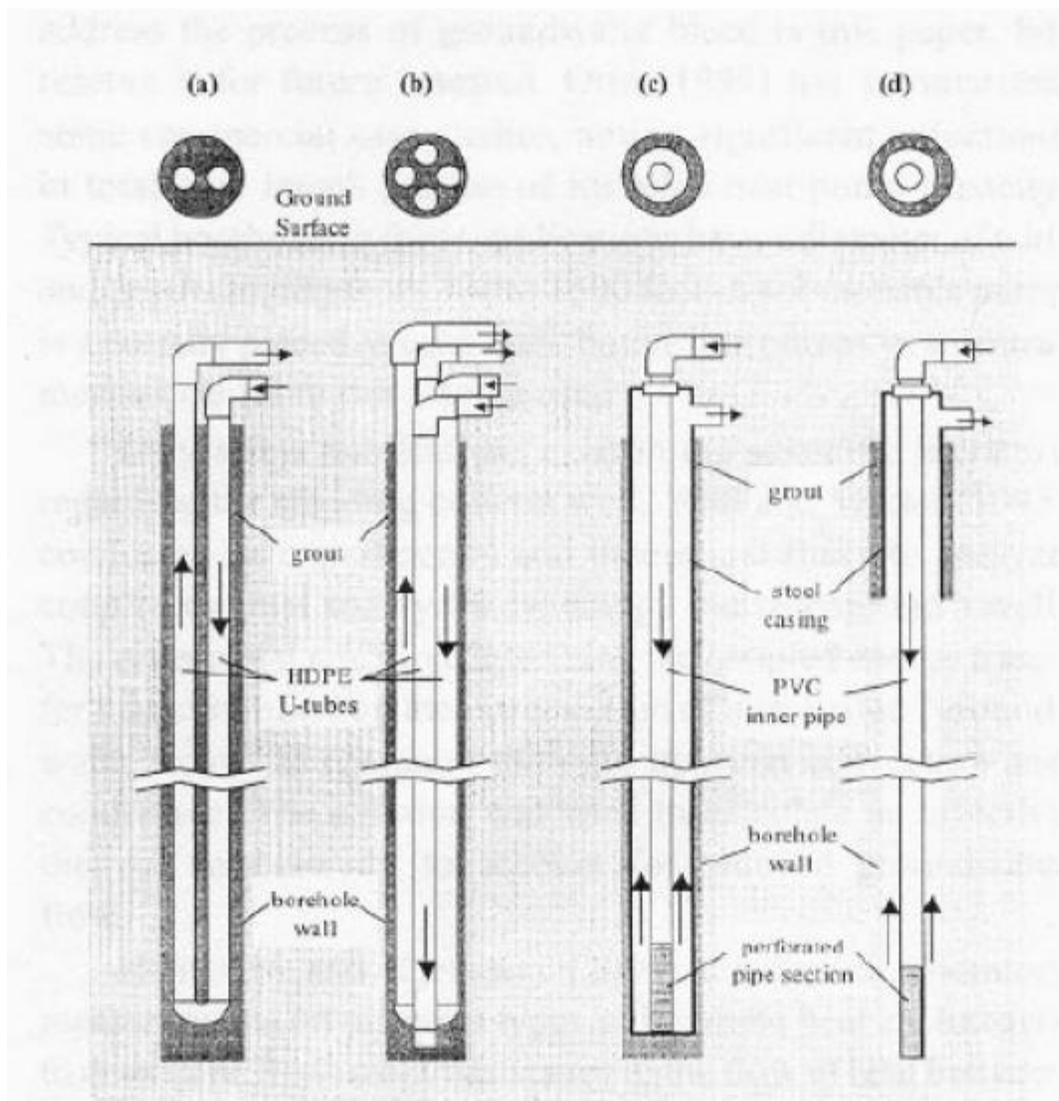



Figura 4. 3: Andamento del flusso d'acqua all'interno delle sonde in figura 4.2

I tubi ad U prevedono un tubo di mandata e uno di ritorno che vengono saldati. Sono in commercio anche tubi ad U continui evitando possibili rischi di rottura.

La profondità della trivellazione per le sonde verticali vanno dai 20 ai 180 m e spesso superano i 100 m di profondità. Se è previsto il funzionamento anche in raffrescamento, con pompa di calore reversibile, le trivellazioni sono tendenzialmente più profonde; questo perché il terreno ha una capacità di scambio termico inferiore rispetto al funzionamento in riscaldamento.

Per quanto riguarda i tubi a doppia U, essi sono costituiti da due tubi ad U, con la possibilità del collegamento di questi a sua volta in serie o in parallelo.

Dopo la posa dei tubi negli scavi, la perforazione deve essere omogeneamente riempita e sigillata con un getto indurente che assicuri buon contatto termico ed eviti inquinamento incrociato delle diverse falde attraversate. I materiali di riempimento sono solitamente costituiti da miscele bentonite-cemento o bentonite-calcestruzzo e rivestono un ruolo molto importante perché determinano la zona di massima concentrazione di flusso di calore.

Le sonde sono a loro volta collegate in serie (in questo caso si ha un aumento delle perdite di carico) (**Figura 4.3**) o in parallelo (**Figura 4.4**) in quelli che vengono chiamati collettori, interrati a sua volta ma a profondità opportune per evitare rischi di danneggiamenti e congelamenti nella stagione fredda, quando il fluido termovettore impiegato è acqua.

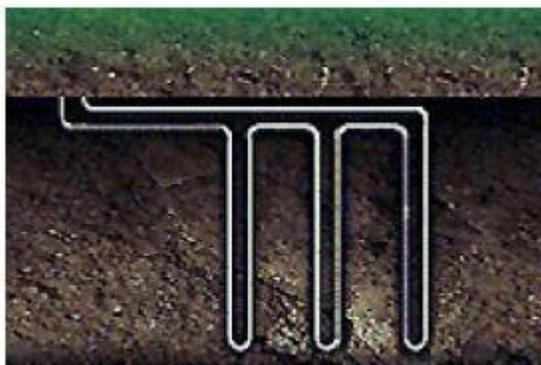



Figura 4. 4 **Figura 4.5**

Rispetto alla soluzione orizzontale, i captatori verticali hanno costi più elevati, soprattutto a causa delle perforazioni, ma richiedono una superficie di terreno più modesta e, quindi, sono impiegati dove la superficie disponibile sia limitata. Inoltre, le prestazioni energetiche sono migliori poiché la temperatura nel sottosuolo aumenta con la profondità, quindi preleva calore a temperatura più elevata in inverno e lo cede a temperatura più bassa durante l'estate, ed è praticamente costante durante tutto l'anno.

Gli accorgimenti da tenere in considerazioni sono i seguenti:

- ✓ è bene mantenere una distanza di almeno 10 m tra le sonde in modo da ridurre l’influenza termica reciproca;
- ✓ le condutture di raccordo tra ciascuna sonda ed i collettori, le quali si trovano in prossimità della superficie, sono le più soggette a possibili formazioni di ghiaccio; vanno quindi posate a profondità tali da evitare tale rischio e, se necessario, isolate termicamente.

Nel caso di pompa di calore reversibile, questa rigenera il calore prelevato durante l’inverno ma è consigliabile limitare la quantità di calore prelevata annualmente il quale non dovrebbe superare, orientativamente, i 75 – 100 kWh per ogni metro di sonda.

4.3. Piloni geotermici

Questo caso è ancora poco diffuso, e consiste in installare le sonde geotermiche verticali in corrispondenza dei pali di fondazione della struttura da climatizzare. Per questo motivo, è applicabile solo ad edifici ancora da realizzare che richiedono piloni di cemento interrati a grandi profondità. Questi manterranno come funzione primaria quella di garantire la statica dell’edificio. Per questo motivo, le dimensioni e l’ubicazione dei pali saranno determinate dalle caratteristiche del suolo e del edificio e possono non essere le migliori scelte per la pompa di calore sotto il profilo energetico.

I piloni energetici possono essere installati con due diverse tecniche: per trivellazione o per percussione. Nel caso della trivellazione, i pali vengono realizzati in opera e le condutture dei captatori vengono fissati a una armatura che verrà riempita di calcestruzzo. Nel l’altro caso, i pali sono prefabbricati.

Hanno elevati costi di realizzazione, dovuti ai materiali speciali da impiegare e al sovradimensionamento delle sonde. Questo è necessario in quanto, a differenza delle sonde verticali tradizionali, non è possibile intervenire in caso guasto dato che le sonde sono annegate nel calcestruzzo di fondazione dell’edificio.

Figura 4. 6: Pali energetici

4.4. Classificazione delle Pompe di calore geotermiche

L'ente Americano dei sistemi di climatizzazione, ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)* ha definito una classificazione standard per le pompe di calore geotermiche. A seconda delle caratteristiche del fluido termovettore, l'ASHRAE distingue tre categorie principali di sistemi GSHP (*Ground Source Heat Pump):*

- **GCHP**, *Ground Coupled Heat Pump*,

  pompe di calore con sonde annegate nel terreno, nelle configurazioni verticali, orizzontali o a spirale; dove il fluido termovettore scorre in un circuito chiuso a contatto con il terreno;

- **GWHP**, *Ground Water Heat Pump*,

  pompe di calore collegate a bacini idrici a sistema aperto dove l' acqua di falda costituisce il fluido termovettore che viene catturato e rilasciato una volta terminato il ciclo;

- **SWHP**, *Superficial Water Heat Pump*,

  pompe di calore ad acqua superficiale, con possibilità di scambio diretto o indiretto.

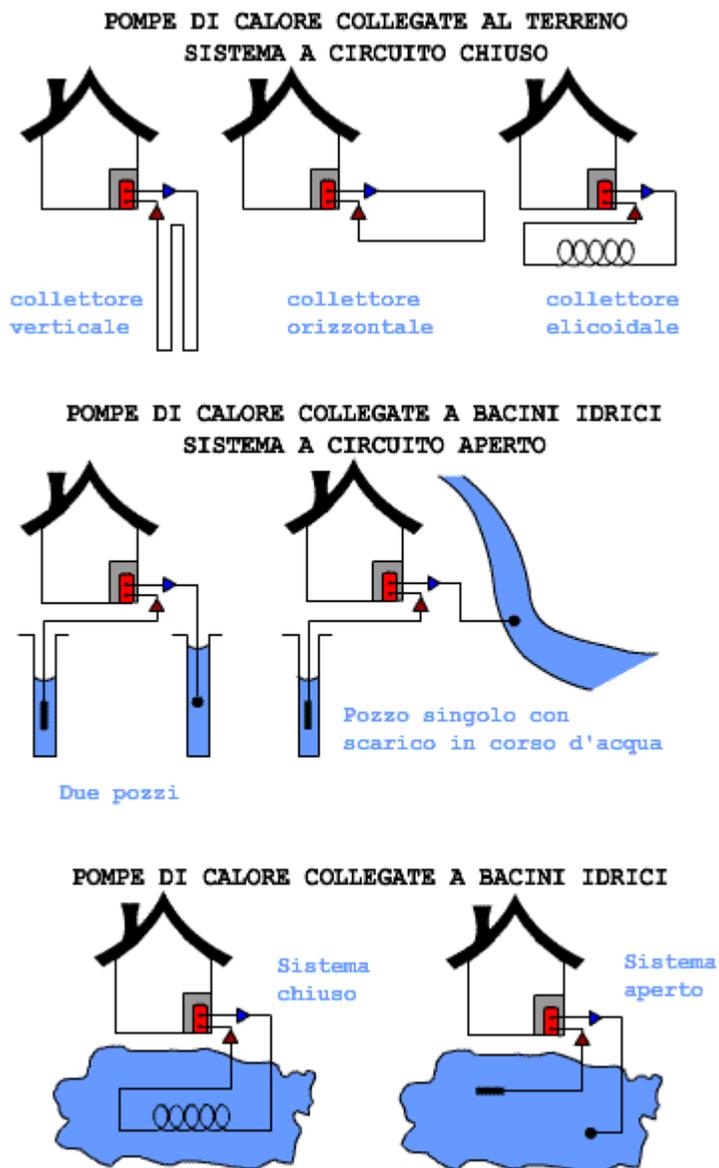



Figura 4. 7: Classificazione delle pompe geotermiche

In Italia, si usa distinguere i sistemi GSHP in circuiti aperti e circuiti chiusi. I primi sfruttano direttamente l'acqua prelevata per lo scambio termico con la pompa di calore; nei circuiti chiusi, invece, lo scambio avviene attraverso un fluido termovettore che circola nelle sonde interrate nella sorgente.

Un’altra categoria di sistemi geotermici è quello definito nella nomenclatura anglosassone come UTES (*Underground Thermal Energy Storage*) che usa lo stoccaggio di calore in profondità. Questi sistemi utilizzano lo stoccaggio stagionale di caldo o freddo per il loro sfruttamento nelle stagioni successive. Con questi sistemi, la climatizzazione può avvenire anche senza pompa di calore se i livelli termici lo permettono. Nei sistemi UTES in cui il fluido termovettore è costituito da acqua di falda, si parla di stoccaggio acquifero (ATES, *Aquifer Thermal Energy System*), mentre si parla di stoccaggio in pozzo (BTES, *Borehole Thermal Energy System*) quando il trasporto avviene indirettamente attraverso sonde verticali.

4.4.1. Pompe di calore ad Acqua di Falda

I sistemi GWHP sfruttano il calore contenuto nell’acqua di falde acquifere poco profonde (meno di 100 m), captata mediante trivellazione.

Nel sottosuolo, l’acqua fluisce e si accumula a pochi metri o decine di metri di profondità grazie alla presenza di materiali porosi e fratture. Quest’acqua costituisce un’ottima sorgente fredda per una pompa di calore dato che presenta una temperatura relativamente costante tra i 8 e 12 °C. Le falde poco profonde sono meno favorevoli per l’efficienza della pompa di calore, ma comunque presentano temperatura media annua dell’acqua superiore a quella dell’aria esterna. Le falde più profonde, presentano una temperatura dell’acqua che è meno influenzata da fattori climatici esterni, quindi meno variabile nel trascorso dell’anno e tendenzialmente più elevata. In questi casi, però è necessaria la realizzazione di un pozzo di prelievo ed, eventualmente, uno di reimmissione che può essere piuttosto costoso. Inoltre, ci sono dei limiti stabiliti sulla temperatura di restituzione dell’acqua e quindi si possono avere difficoltà nell’ottenere le autorizzazioni per l’impianto.

Figura 4. 8: Pompa di calore ad acqua di falda

I sistemi a una sola perforazione, dove l'acqua prelevata viene poi rilasciata in un fiume, in uno specchio d'acqua oppure in una rete pluviale, sono più economici nei costi ma possono presentare delle difficoltà se i volumi necessari sono elevati. I sistemi a due perforazioni sono più diffusi, anche se hanno costi più elevati, questo perché la seconda perforazione ha la funzione di iniettare l'acqua nel terreno evitando il rilascio in superficie dell'acqua prelevata.

Dato che l'acqua di falda entra direttamente nella pompa di calore, bisogna fare attenzione alla sua qualità, poiché le eventuali impurità possono causare corrosioni, incrostazioni e intasamenti. Sarà quindi opportuno eseguire un'analisi chimica e controllare che l'acqua di falda rispetti i seguenti valori limiti:

- ✓ temperatura compresa tra 7 e 20 °C;
- ✓ pH non inferiore a 7;
- ✓ concentrazione di manganese non superiore a 0.1 mg/l;
- ✓ concentrazione di ferro non superiore a 0.15 mg/l.

Comunque, la prassi più comune per le installazioni di sistemi GWHP è quella di isolare l'acqua dal sistema nell'edificio mediante scambiatori di calore di disaccoppiamento anche se questo aumenta leggermente i costi di investimento oltre a quelli di esercizio.

Tuttavia l'inserimento dello scambiatore, di solito a piastre, comporta minori esigenze di manutenzione dato che la pompa di calore rimane idraulicamente isolata e protetta dall'acqua di falda; e questo beneficio ne giustifica l'utilizzo.

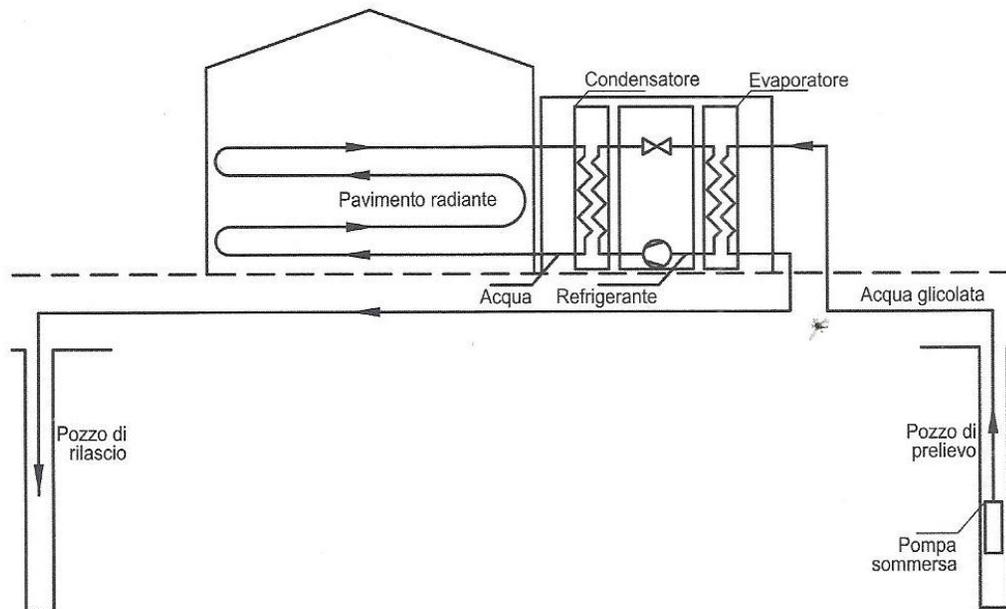



Figura 4. 9: Impianto con pompa di calore ad acqua di falda con rilascio pure in falda

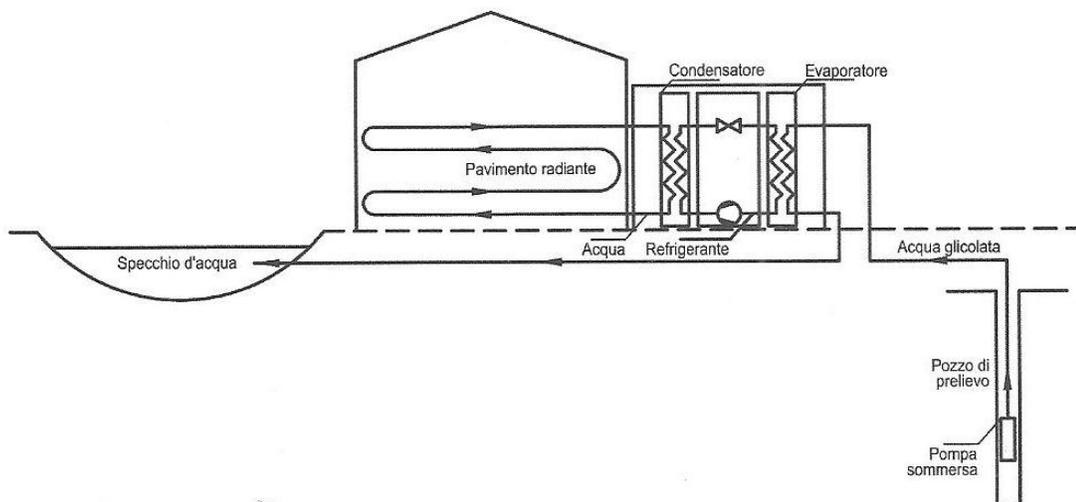



Figura 4. 10: Impianto con pompa di calore ad acqua di falda con rilascio in superficie

Il pozzo di prelievo e quello di rilascio devono essere sufficientemente distanti l'uno dall'altro per evitare che l'acqua rilasciata raffreddi quella destinata al prelievo. La distanza minima è di 15 m circa in modo da evitare il raffreddamento della temperatura della sorgente e quindi il rendimento. Per questo motivo, inoltre, è necessario tener in considerazione la direzione del flusso d'acqua in modo da evitare di posizionare il pozzo di restituzione a monte di quello di prelievo.

Sono necessarie trivellazioni di sondaggio per stabilire la permeabilità dei vari strati del terreno e la profondità della falda, queste, successivamente potranno essere impiegate come pozzi.

Di solito, è necessario prelevare dalla falda circa 250 l/h per ogni kilowatt di potenza termica in riscaldamento.

I pozzi di prelievo e reimmissione richiedono una regolare manutenzione per monitorare la temperatura e portata dell'acqua e accertarsi di non sovrasfruttarlo.

I principali vantaggi nell'utilizzo di questi sistemi sono:

- ✓ efficienza energetica più elevata rispetto ai sistemi a sonde verticali a parità di fabbisogno termico;
- ✓ impiegano un fluido naturale e quindi non c'è bisogno di soluzioni anti-congelanti;
- ✓ l'acqua estratta può essere successivamente sfruttata per altri impieghi.

Per contro, richiedono condizioni idrologiche particolari; una progettazione complessa e monitoraggio costante, quindi sono onerosi da mantenere e hanno costi d'esercizio elevati.

4.4.2. Pompe di calore su acqua di superficie

Figura 4. 11: Pompa di calore su acqua di superficie

Le pompe di calore su acqua superficiale possono essere a scambio diretto o indiretto. Nel primo caso le sonde, prelevano e scaricano direttamente l'acqua del bacino, nel secondo, le sonde vengono alloggiate all'interno del bacino che funge da serbatoio riscaldante.

In questi sistemi, la radiazione solare ha una grande influenza dal momento che la profondità di posa è modesta. Per questo motivo le oscillazioni di temperatura possono essere piuttosto ampie e quindi si preferiscono i sistemi a circuito chiuso e quelli con pozzo di filtrazione.

Indipendentemente dalla soluzione adottata, si deve fare attenzione allo sfruttamento delle acque superficiali, dato che si può causare l'inquinamento delle acque potabili. Per questo motivo, così come per le pompe di calore ad acqua di falda, le pompe di calore ad acqua superficiale trovano spesso difficoltà di diffusione a causa dei severissimi vincoli circa la temperatura di reimmissione dopo lo scambio termico; inoltre devono essere effettuati dei monitoraggi, spesso costosi e onerosi, per dimostrare l'inalterabilità delle condizioni idrogeologiche del bacino rispetto alla situazione indisturbata.

4.4.2.1. Impianti a circuito chiuso

In questo tipo di impianto il prelievo di calore avviene attraverso uno scambiatore, o sistema di scambiatori, immerso nella corrente d'acqua. Il calore viene prelevato senza abbassare troppo la temperatura dell'acqua stessa grazie all' ingente portata d'acqua. Inoltre, la velocità di efflusso dell'acqua impedisce la formazione di ghiaccio. Questi due fattori rappresentano un enorme vantaggio.

Per contro, non hanno un buon rendimento, poiché la temperatura di evaporazione è piuttosto bassa, e la corrente dell'acqua trascina dei materiali che possono danneggiare lo scambiatore, per questo motivo deve essere periodicamente pulito rappresentando un ulteriore onere.

Figura 4. 11: Impianto con pompa di calore ad acqua di superficie in circuito chiuso

4.4.2.2. Impianti con pozzo di filtrazione

In questo caso, l'acqua che costituisce la sorgente fredda della pompa di calore, viene prima raccolta in un pozzo realizzato in prossimità dello specchio d'acqua e poi pompata fino a uno scambiatore di calore. Questi impianti, hanno come vantaggio il fatto che l'acqua, essendo filtrata, perde quasi tutte le impurità che potrebbero danneggiare lo scambiatore.

5. Dimensionamento di sonde verticali

Le sonde geotermiche sono perforazioni verticali costituite da un circuito chiuso di tubi in cui scorre un fluido termovettore che ha il compito di trasferire il calore dal/al terreno. Lo spazio tra i tubi viene riempito con *grout*, che è un materiale cementizio.

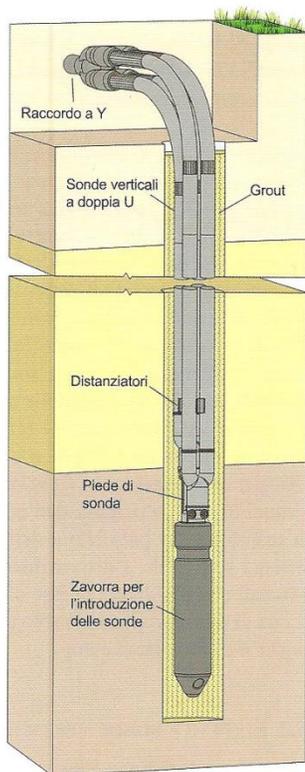
A seconda delle condizioni geologiche, idrogeologiche e dei vincoli normativi, le perforazioni variano mediamente tra gli 80 e 150 m, ma si possono trovare perforazioni più o meno profonde in un range che va dai 40 ai 250 m. I diametri delle perforazioni sono compresi tra i 100 e i 200 mm e le tubazioni possono, come già visto, essere inserite nelle perforazioni secondo diverse configurazioni:

- a singola U (*simplex*), costituite da una mandata e un ritorno;
- a doppia U (*duplex*), costituite da due tubi collegati a due a due in parallelo tra loro;
- concentrici, tubo esterno per la mandata e tubo interno per il ritorno.

Figura 5. 1: Schema delle component tecniche di una sonda verticale a doppia U

I diametri esterni dei singoli steli ad U sono compresi tra 20 – 40 mm, mentre quelli coassiali sono generalmente di 50mm. Le sonde a doppia U offrono minore resistenza allo scambio termico con conseguente migliore efficienza energetica, inoltre, in caso di occlusione di una coppia di steli, è possibile la circolazione lungo la coppia rimanente; per questi motivi, le sonde a doppia U sono le più usate. Rispetto alle altre, le sonde coassiali sono più soggette ai fenomeni di cortocircuito termico.

Le tubazioni sono normalmente costituite da polietilene ad alta densità, chiamato PEAD oppure da polietilene reticolato, chiamo PEX. Il PEAD mostra elevata resistenza alla rottura e alle sostanze chimiche, lunga durata, basse perdite di carico e rapporto prezzo/prestazioni vantaggioso e per tutto ciò è quello più comunemente usato. Ma le temperature massime consigliate sono di 35 °C, invece il PEX può avere temperature massime d'esecizio di 95 °C avendo maggiore resistenza termica e meccanica ma è più costoso.

Altri elementi che integrativi delle sonde sono i piedi di sonda, che servono come raccordo delle tubazioni e per facilitare la discesa delle sonde nelle perforazioni, e i distanziatori, che sono elementi che devono assicurare la separazione degli steli e si mettono ogni circa 10 m.

La cementazione del pozzo, chiamata *grouting*, deve essere tale da garantire un perfetto isolamento idraulico tra diversi acquiferi e un buon contatto termico tra le sonde e il terreno circostante. Il grouting viene fatto iniettando una sospensione di cemento, acqua e bentonite. Quest'ultima ha la funzione di elasticizzante evitando contrazioni del grout, ma aumenta la resistenza del pozzo a scapito dell'efficienza del sistema.

Il fluido termovettore che circola nelle sonde può essere acqua o una soluzione di acqua e fluido antigelo. Nel caso di usare acqua, è necessario che le sonde siano dimensionate in modo da fare che la temperatura media dell'acqua non scenda al di sotto dei 4 °C. Gli additivi antigelo comunemente adotati sono il glicole etilenico ($C_2H_8O_2$), il glicole propileni ($C_3H_8O_2$), il cloruro di calcio ($CaCl_2$)e l'alcool etilico ($C2H_5OH$). Il più usato di questi è il glicole propilenico preferito per le migliori proprietà termo - fisiche e per una maggior sicurezza dal punto di vista ambientale.

A seconda delle temperature minime previste, le soluzioni vengono preparate al 10 – 30 % e hanno caratteristiche termiche che dipendono dalle concentrazioni del soluto e dalla temperatura. A minore temperatura e maggiore concentrazione, corrispondono una maggiore conducibilità termica (negativa per lo scambio di calore) e una maggiore densità del fluido (negativa per la pompa di circolazione).

I tubi delle diverse sonde vengono collegati in superficie ad un collettore che va collegato, a sua volta, ad una o più pompe di calore. Per distribuire il fluido vettore nel circuito è necessario dotare il sistema di una o più elettropompe che consentono lo scambio termico tra le sonde e il terreno circostante, imponendo un moto turbolento. I collegamenti idraulici tra le sonde possono essere in serie o parallelo. La circuitazione in parallelo ha minore perdite di carico e permette di interrompere il flusso in sonde con eventuali malfunzionamenti.

Questi sistemi hanno il pregio di necessitare poco spazio e si possono applicare in diversi contesti idrogeologici. Lo svantaggio maggiore è che richiedono perforazioni di notevole profondità, con elevati costi connessi.

5.1. Principi di funzionamento

Il dimensionamento di un sistema GCHP a sonde verticali è un processo critico da cui dipende l'efficienza, la durabilità e la sostenibilità economica dell'intero sistema di climatizzazione. L'obiettivo è quello di dimensionare la lunghezza complessiva delle sonde che non devono essere né sovra né sottodimensionate. Infatti, un sottodimensionamento degli scambiatori non consentirebbe di prelevare il calore utile al fabbisogno termico richiesto dall'edificio e sarebbero necessari sistemi integrativi con una diminuzione dell'efficienza del sistema. Inoltre, nel funzionamento in riscaldamento, se le sonde sono sottodimensionate si avrebbe una riduzione della temperatura del fluido termovettore con conseguente aumento della sua viscosità e, quindi, le pompe di circolazione richiederebbero più energia.

Le seguenti condizioni rappresentano dei vincoli a seguire per il dimensionamento delle sonde verticali:

- le temperature del terreno in prossimità del pozzo non devono scendere al di sotto di 0 °C per evitare il congelamento;

- si devono raggiungere le potenze necessarie a coprire il fabbisogno termico e/o frigorifero dell'edificio compatibili con la pompa di calore;
- si devono stimare e controllare gli effetti termici dovuti al prelievo e smaltimento di calore nel terreno sia sul breve che sul lungo periodo;
- le temperature del fluido termovettore devono essere controllate in modo che la pompa di calore operi dentro l'intervallo compatibile con il suo corretto funzionamento.

Per rispettare questi vincoli è indispensabile definire i seguenti fattori:

- il fabbisogno energetico annuo e la potenza termica complessiva richiesta dall'edificio;
- la potenza termica in riscaldamento e raffrescamento da fornire;
- il tipo, la taglia e il numero delle pompe di calore;
- la tipologia di collegamenti idraulici tra sonde;
- le caratteristiche geologiche, idrogeologiche e termiche locali del sottosuolo;
- l'influenza sul breve e lungo periodo dovuta alla richiesta della massima prestazione energetica (picco di potenza e potenza media richiesta).

Il rendimento di una pompa di calore dipende dal rendimento termico degli scambiatori geotermici e viceversa, per cui sarà importante analizzare queste due componenti contemporaneamente.

Per quanto riguarda i criteri di dimensionamento delle sonde geotermiche, in generale, si usano approcci diversi in relazione alle dimensioni dell'impianto:

- per piccoli impianti: le caratteristiche termiche del sottosuolo si prendono da fonti bibliografiche, tramite l'utilizzo di tabelle o abachi derivati da sperimentazioni;
- per grandi impianti: sarà necessario la misurazione diretta in sito e la modellizzazione con software dedicati e calcoli analitici.

Esistono diversi metodi di dimensionamento disponibili in letteratura, ma quasi tutti si basano sulla seguente relazione di scambio termico in regime stazionario, dove nella resistenza R, opportunamente modificata, viene inglobato l'effetto della non stazionarietà dei fenomeni:

$$q = L \cdot \frac{(T_g - T_w)}{R}$$

Dove:

q è il flusso termico tra fluido termovettore della singola sonda e terreno in W;

L è la lunghezza totale della sonda in m;

T_g è la temperatura media del terreno prima di installare la sonda in K;

T_w è la temperatura media del fluido nella sonda in K;

R è la resistenza termica del terreno per unità di lunghezza della sonda in $(m \cdot K)/W$;

Nel caso di un impianto di bassa potenza si può impiegare il dimensionamento tabellare, rispettando le seguenti condizioni di utilizzo:

- piccoli impianti con potenza < 30 kW e meno di 2'400 ore di funzionamento all'anno;
- solo riscaldamento con o senza produzione di acqua calda sanitaria;
- per sonda unica con lunghezza compresa tra 40 e 100 m;
- in condizioni di pianura;
- bassa densità di sonde geotermiche nei dintorni;
- tubi a doppia U con diametri fino a 32 mm oppure coassiali con diametri di almeno 60 mm.

5.2. Metodo di dimensionamento ASHRAE

Il software usato per il dimensionamento di sonde verticali, GeoHeatCal, è basato sul metodo ASHRAE modificato con l'inserimento di un algoritmo basato sul metodo quasi-tri-dimensionale di Zeng et al. (2003).

È il metodo proposto dall'ASHRAE e implementato da Kavanaugh e Rafferty (1997). È uno dei metodi analitici più affidabili le cui equazioni di riferimento sono basate sul modello a sorgente cilindrica (Carslaw e Jaeger, 1947) e adeguate all'impiego di sonde geotermiche tramite l'introduzione di una serie di parametri aggiuntivi che tengono conto della geometria, della disposizione e dei parametri costruttivi degli scambiatori.

Il metodo ASHRAE considera i seguenti parametri progettuali:

- temperature del terreno indisturbato e del fluido di ingresso alla pompa di calore sul lato sorgente;
- portata e proprietà del fluido: tipo, densità, viscosità, regime di flusso, conducibilità e diffusività termica;
- proprietà del suolo: conducibilità e diffusività termica;
- proprietà dei tubi scambiatori: numero per pozzo, diametro, disposizione, caratteristiche termiche del grout;
- caratteristiche del campo sonde: numero, distanza, disposizione e tipo di circuitazione;
- carichi termici e frigorifegni dei giorni di progetto e ore annue equivalenti a pieno carico.

Per poter ricavare le lunghezze complessive delle sonde per il riscaldamento e per il raffrescamento, vengono definite le seguenti equazioni:

$$L_C = \frac{q_a R_a + \left(q_{pc} - \overline{W}_c\right) \cdot \left(R_p + FCP_{mc} \cdot R_m + R_g \cdot F_{sc}\right)}{T_s - \frac{T_{fin} + T_{fout}}{2} - T_p}$$

$$L_f = \frac{q_a R_a + \left(q_{pf} - \overline{W}_f\right) \cdot \left(R_p + FCP_{mf} \cdot R_m + R_g \cdot F_{sc}\right)}{T_s - \frac{T_{fin} + T_{fout}}{2} - T_p}$$

dove:

L_c e L_f = lunghezze totali di perforazione necessarie per il riscaldamento invernale e il raffrescamento estivo in m;

q_a = flusso termico medio annuale scambiato dalle sonde con il terreno in W;

q_{pc} e q_{pf} = carichi necessari per riscaldare e raffrescare in W;

FCP_{mc} e FCP_{mf} = fattore di carico parziale mensile in riscaldamento e in raffreddamento;

$\overline{W}_c$ e $\overline{W}_f$ = potenze elettriche assorbite dal compressore della pompa di calore in corrispondenza del carico di progetto in W;

T_s = temperatura del sottosuolo indisturbata;

T_p = temperatura di penalizzazione determinata dal disturbo termico reciproco di scambiatori presenti in un campo sonde;

T_{fin} e T_{fout} = temperature del fluido in ingresso e in uscita dalla pompa di calore dal lato sonde;

R_a = resistenza termica del terreno dovuta ad un impulso termico annuale in $(m \cdot K)/W$;

R_m = resistenza termica del terreno dovuta ad un impulso termico mensile in $(m \cdot K)/W$;

R_g = resistenza termica del terreno dovuta ad un impulso termico giornaliero in $(m \cdot K)/W$;

R_p = resistenza termica del pozzo dovuta ad un impulso termico annuale in $(m \cdot K)/W$;

F_{sc} = fattore di cortocircuito dovuto all'interferenza termica tra lo stelo in andata e in ritorno.

In queste equazioni, il processo di trasferimento del calore viene analizzato in due regioni separate. Una regione di terreno attorno al pozzo (processo transitorio) e l'altra regione dentro al pozzo che contiene il materiale di riempimento, le sonde verticali e il fluido termovettore (processo stazionario). Per questo si calcolano due tipi di resistenze termiche: una resistenza del terreno, associata agli impulsi temporali di calore nel terreno, e una resistenza di pozzo, riferita alla resistenza cumulativa del fluido vettore, dei tubi e del materiale di riempimento del pozzo.

La resistenza termica del terreno per unità di lunghezza viene calcolata in funzione del periodo di tempo in cui un impulso di calore viene applicato. Si considerano tre diversi impulsi di calore relativi ai flussi termici annuali netti (q_a), ai flussi termici mensili durante il mese di progetto ($q_p \cdot FCP$) e ai flussi massimi di calore durante brevi periodi

di tempo (q_p). Il calcolo di questi impulsi, permette di ricavare le resistenze termiche associate rappresentate da R_a, R_m e R_g. Il carico termico medio annuo assorbito o ceduto dal terreno si calcola:

$$q_a = \frac{q_{pc} \cdot C_c \cdot OEC_c + q_{pf} \cdot C_f \cdot OEC_f}{8760}$$

dove:

OEC_f e OEC_c = sono le ore equivalenti del carico di picco per il riscaldamento e il raffreddamento che rappresentano il numero di ore di esercizio del sistema se questo funzionasse costantemente a carico massimo;

8'760 = sono le ore in un anno.

$C_f = \frac{EER+1}{EER}$ e $C_2 = \frac{COP-1}{COP}$

Questo approccio ha il vantaggio di limitare il numero di dati necessari per il calcolo di q_a. E, per il calcolo della resistenza termica di pozzo R_p esistono diverse metodologie di calcolo, tra le quali, il modello quasi-tri-dimensionale (Zent et al. 2003) che può essere applicato in integrazione al modello di dimensionamento ASHRAE. Questo modello stima in maniera rigorosa l'effetto di cortocircuito termico tra sonde sulla base delle caratteristiche geometriche e fisiche effettive del complesso pozza-sonda; permettendo di definire il numero di tubi nel pozzo, il distanziamento tra tubi all'interno del pozzo, la conducibilità termica del materiale di riempimento e di calcolare la resistenza di pozzo correlata.

Per il metodo ASHRAE, la temperatura del fluido in ingresso e in uscita alla pompa di calore è un parametro molto importante. Infatti, la scelta all'ingresso della pompa di calore di un valore prossimo a quello del terreno indisturbato comporterebbe un elevata efficienza del sistema ma una lunghezza eccessiva della sonda. E al contrario, un valore di temperatura molto diverso da quello del terreno indisturbato potrebbe portare a scambiatori di minima lunghezza ma con una ridotta capacità in riscaldamento e raffrescamento. Come regola generale, è preferibile scegliere intervalli di temperature all'ingresso della pompa di calore di circa 5 – 11 °C inferiore e di circa

11 – 17 °C superiore alla temperatura indisturbata del terreno, rispettivamente per le modalità in riscaldamento e raffrescamento.

Se il calore estratto dal terreno in inverno viene compensato con il calore immesso durante l'estate, allora la temperatura media di riferimento attorno la sonda cambierà di poco e l'efficienza del sistema delle sonde non decadrà durante l'esercizio prolungato negli anni. Se invece questo bilanciamento non avviene, si avrà un abbassamento delle temperature attorno alla sonda con la formazione di un imbuto termico. La forma del cono termico dipende dalla conducibilità termica del terreno. Se questa è bassa, il cono sarà ristretto, ma con un abbassamento di temperatura importante.

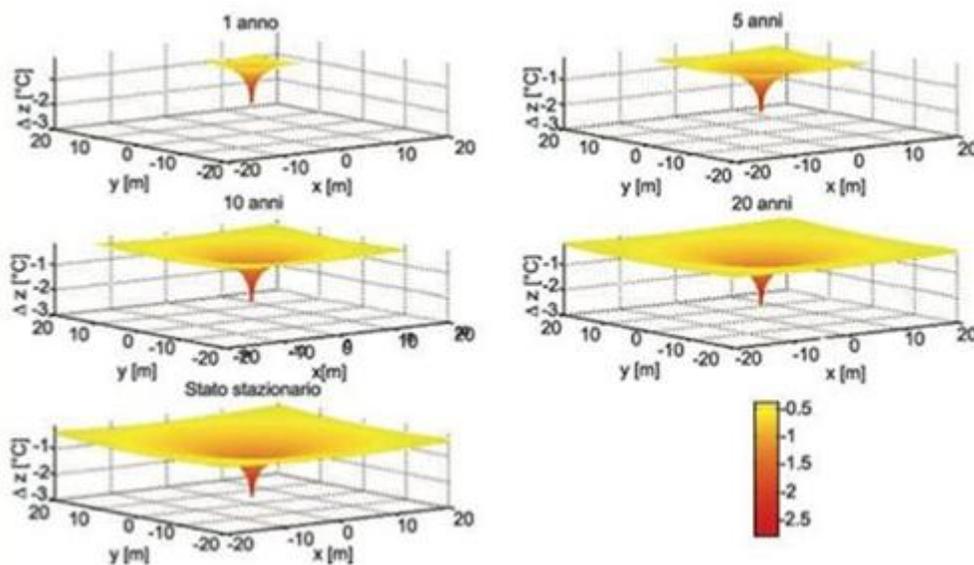



Figura 5. 2: Rappresentazione delle variazioni di temperatura nel terreno circostante una sorgente di calore verticale per diversi intervalli di tempo

Se lo sbilanciamento termico permane, l'imbuto tende a crescere nel tempo fino a stabilizzarsi dopo generalmente 10 anni o più a seconda della profondità dei pozzi. Sbilanciamenti termici prolungati maggiori di ± 2 °C sono da evitare per preservare l'efficienza dello scambiatore. Un fattore che incide molto sulla penalizzazione della temperatura è la distanza tra le sonde; per distanze inferiori a 5 m si verificano interferenze termiche negative per l'efficienza dell'intero sistema, invece per una

spaziatura tra sonde superiore a 15 m non si verificano effetti percettibili; un distanziamento accettabile è di 7 – 8 m.

In generale, le lunghezze di dimensionamento delle sonde possono essere diminuite nei seguenti modi:

- ✓ alzando le temperature del fluido in ingresso alla pompa di calore in raffrescamento o abbassandole in riscaldamento;
- ✓ installando un sistema ibrido che compensi la differenza tra dimensionamento in riscaldamento e in raffrescamento;
- ✓ aumentando la distanza tra sonde e quindi riducendo l'interferenza termica tra le sonde;
- ✓ variando i parametri che hanno effetto sulla resistenza termica del pozzo.

6. Progettazione di un impianto geotermico a sonde verticali

In questo capitolo si effettua il dimensionamento di un impianto geotermico a sonde verticali ad uso riscaldamento invernale a servizio di una unità immobiliare costituita da un edificio a due piani fuori terra a destinazione d'uso di civile abitazione.

Il dimensionamento dell'impianto geotermico viene realizzato per lo stesso edificio ipotizzando due diverse località, una situata nel Nord d'Italia e l'altra nel Sud.

In particolare, gli impianti saranno caratterizzati da:

- produzione d'acqua calda a temperatura massima di 35 °C ad uso di riscaldamento per mezzo di pompa di calore a compressore di vapore con scambio evaporativo mediante scambiatori verticali geotermici tali da soddisfare l'intero fabbisogno termico dell'abitazione;
- produzione di acqua calda sanitaria fino ad una temperatura massima di 50 °C per mezzo della medesima pompa di calore;
- ottimizzazione dei consumi energetici mediante elettropompe di tipo elettroniche sul circuito di distribuzione lato impianto. Questo comporta un aumento della potenza elettrica assorbita e quindi il COP del sistema si discosterà dai valori nominali.

Mediante l'utilizzo del software DesignBuilder, si è costruito un modello dell'edificio per realizzare la simulazione energetica dinamica con il software EnergyPlus. Quest'ultimo calcola le dispersioni termiche, determinando il fabbisogno energetico totale mensile e il valore di potenza di picco mensile richiesta per la climatizzazione da inserire nel programma GeoHeatCal, utilizzato per il dimensionamento dei sistemi di sonde verticali.

Si ipotizza che il fabbisogno d'acqua calda sanitaria determini un incremento delle ore di funzionamento dell'impianto come durata equivalente del carico di picco. Questa assunzione non consente di considerare i differenti rendimenti della pompa di calore e per questo motivo si considera un valore di SPF inferiore a quello caratteristico per il tipo di pompa.

L'edificio è caratterizzato da una struttura portante in muratura in mattoni (25 + 9 cm) con isolante interposto e copertura in latero-cemento.

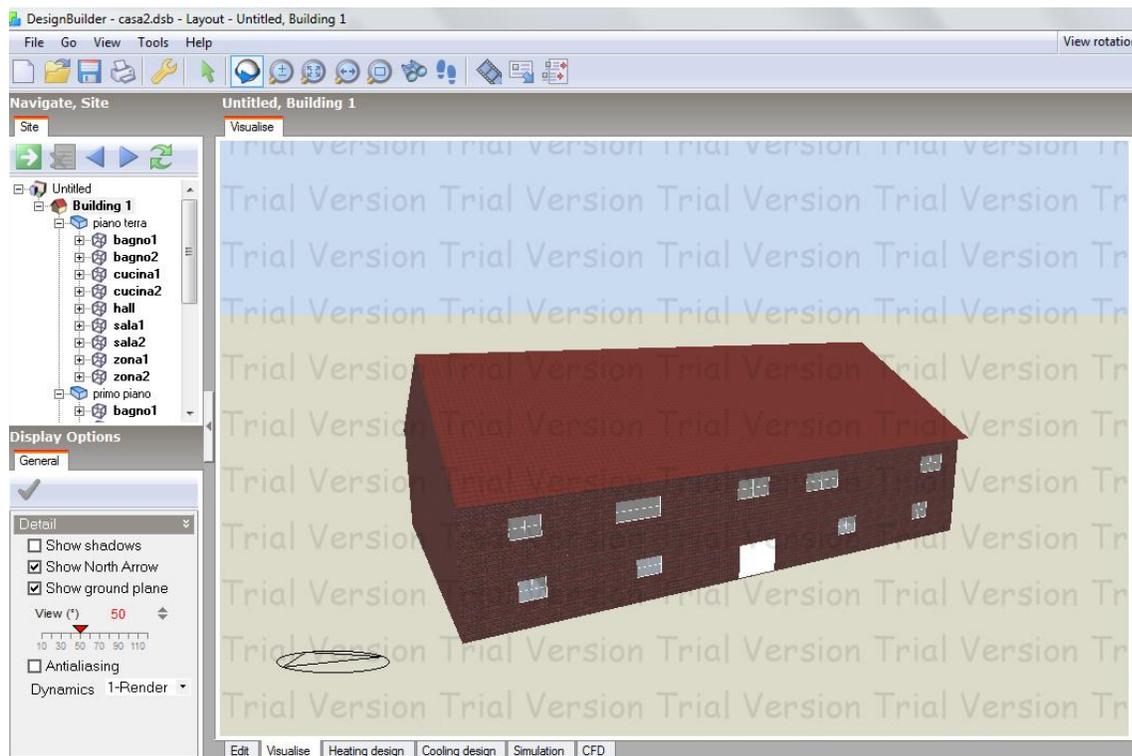



Figura 6. 1: Schermata del software DesignBuilder con disegno della costruzione

Caratteristiche Costruttive Edificio:

	Area [m^2]
Total Building Area	1998.85
Net Conditioned Building Area	1340.44
Unconditioned Building Area	658.41

Caso 1: Edificio collocato a Milano

Dati geoclimatici:

Country	ITALY
Source	ASHRAE/I
WMO	160800
Climatic region	4C
Koppen classification	Cfa
Latitude (°)	45.43
Longitude (°)	9.28
Elevation (m)	103.0
Standard pressure (kPa)	100.1
Time and Daylight Saving	
Time zone	(GMT+01:0
Start of Winter	Oct
End of Winter	Mar
Start of summer	Apr
End of summer	Sep
Energy Codes	
Legislative region	ITALY

Figura 6. 2

Dati climatici mensili di Milano:

Site Data - Untitled

Weather Data — Monthly

Month												
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	0.57	2.89	8.51	12.77	16.82	19.90	23.06	21.98	18.97	12.95	7.46	2.42
utside Dew-Point Temperature (°C)	-1.01	0.30	5.74	8.78	10.55	15.84	14.55	17.30	16.51	11.67	5.66	0.69
Wind Speed (m/s)	1.00	1.29	1.51	1.62	1.50	1.46	1.27	0.99	0.83	0.74	0.91	0.80
Wind Direction (°)	168.26	171.83	172.96	162.25	173.44	167.92	169.19	164.86	167.78	171.82	169.03	162.34
Solar Altitude (°)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Solar Azimuth (°)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Atmospheric Pressure (Pa)x10^3	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09	100.09
Direct Normal Solar (kWh)	8.45	26.31	48.73	76.75	96.95	108.89	125.89	103.69	69.26	33.26	12.04	8.00
Diffuse Horizontal Solar (kWh)	22.63	25.41	47.04	61.10	80.96	81.04	79.35	67.08	53.89	41.01	21.41	17.62

Figura 6. 3

Risultati del software EnergyPlus:

Temperature and Heat Gains - piano terra

EnergyPlus Output — 1 Jan - 31 Dec, Monthly — Evaluation

Month												
Air Temperature (°C)	16.85	17.16	18.00	19.49	21.67	22.93	24.53	24.12	22.83	19.32	17.81	17.12
Radiant Temperature (°C)	15.87	16.31	17.56	19.39	22.05	23.28	25.14	24.68	23.23	19.25	17.14	16.10
Operative Temperature (°C)	16.36	16.74	17.78	19.44	21.86	23.11	24.84	24.40	23.03	19.28	17.47	16.61
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	0.57	2.89	8.51	12.77	16.82	19.90	23.06	21.98	18.97	12.95	7.46	2.42
External Infiltration (kWh)	-6973.05	-5480.58	-3961.56	-2687.58	-1978.30	-1192.67	-607.95	-872.35	-1512.89	-2623.47	-4192.88	-6264.28
External Vent. (kWh)	-452.00	-304.14	-240.26	-123.99	-76.02	-26.10	26.39	-19.97	-39.28	-134.62	-239.71	-348.77
General Lighting (kWh)	1000.32	899.61	970.06	1007.10	970.06	946.58	1030.59	970.06	976.84	1000.32	946.58	1030.59
Computer + Equip (kWh)	697.06	627.20	678.41	698.64	678.41	661.34	715.71	678.41	679.99	697.06	661.34	715.71
Occupancy (kWh)	98.37	88.61	96.82	92.08	83.32	77.48	77.78	76.31	79.10	95.32	94.17	99.67
Solar Gains Exterior Windows (kWh)	165.03	245.81	404.77	494.58	572.59	562.11	591.56	545.63	479.34	343.53	168.84	135.81
Zone Sensible Heating (kWh)	8399.97	6328.74	3912.21	1777.67	237.98	77.96	0.00	1.76	78.88	1664.63	4629.23	7607.14
Zone Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-2.47	-86.80	-602.37	-1780.71	-1291.06	-410.39	0.00	0.00	0.00
Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-2.47	-86.86	-603.67	-1784.10	-1293.63	-411.08	0.00	0.00	0.00
Total Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-3.11	-97.71	-994.03	-2452.44	-2085.06	-759.46	0.00	0.00	0.00
Zone Heating (kWh)	8399.97	6328.74	3912.21	1777.67	237.98	77.96	0.00	1.76	78.88	1664.63	4629.23	7607.14
ech Vent + Nat Vent + Infiltration (ac/h)	0.80	0.79	0.78	0.77	0.77	0.77	0.76	0.76	0.77	0.77	0.79	0.79

Figura 6. 4: Temperature e fabbisogni energetici mensili per il piano terra

Temperature and Heat Gains - primo piano

EnergyPlus Output — 1 Jan - 31 Dec, Monthly — Evaluation

Month												
Air Temperature (°C)	16.16	16.45	17.38	19.23	21.93	23.34	25.06	24.61	23.13	18.94	17.09	16.40
Radiant Temperature (°C)	15.49	15.98	17.44	19.57	22.55	23.93	25.83	25.29	23.67	19.24	16.85	15.73
Operative Temperature (°C)	15.82	16.21	17.41	19.40	22.24	23.64	25.45	24.95	23.40	19.09	16.97	16.06
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	0.57	2.89	8.51	12.77	16.82	19.90	23.06	21.98	18.97	12.95	7.46	2.42
External Infiltration (kWh)	-6928.06	-5404.21	-3845.08	-2682.47	-2167.88	-1409.05	-855.32	-1115.31	-1696.78	-2565.13	-4052.58	-6182.74
External Vent. (kWh)	-491.61	-327.51	-257.46	-136.51	-97.27	-43.27	16.13	-37.78	-55.81	-144.87	-253.62	-377.43
General Lighting (kWh)	863.73	778.83	853.51	849.06	853.51	828.62	873.96	853.51	838.84	863.73	828.62	873.96
Computer + Equip (kWh)	668.98	603.48	663.07	655.03	663.07	643.21	674.89	663.07	649.12	668.98	643.21	674.89
Occupancy (kWh)	207.74	187.49	206.73	197.24	187.60	169.92	161.00	162.61	171.57	204.92	200.37	208.61
Solar Gains Interior Windows (kWh)	2.79	3.43	6.50	9.02	12.27	13.14	13.25	10.65	7.80	5.44	2.75	2.21
Solar Gains Exterior Windows (kWh)	545.48	756.58	1326.62	1736.34	2158.13	2204.54	2284.63	1984.61	1591.80	1113.34	549.94	441.88
Zone Sensible Heating (kWh)	8393.31	6004.56	3017.15	1107.04	57.67	17.80	0.00	0.07	17.14	977.45	3936.53	7454.16
Zone Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-84.22	-349.80	-1072.82	-2319.55	-1596.42	-496.88	-0.99	0.00	0.00
Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-84.22	-349.80	-1073.56	-2321.80	-1597.85	-497.11	-0.99	0.00	0.00
Total Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-87.31	-363.69	-1514.27	-3008.29	-2373.25	-813.20	-1.40	0.00	0.00
Zone Heating (kWh)	8393.31	6004.56	3017.15	1107.04	57.67	17.80	0.00	0.07	17.14	977.45	3936.53	7454.16
ech Vent + Nat Vent + Infiltration (ac/h)	0.80	0.80	0.79	0.77	0.77	0.77	0.76	0.77	0.77	0.77	0.79	0.79

Figura 6. 5: Temperature e fabbisogni energetici mensili per il primo piano

Quindi, nel software GHC si inseriscono i carichi totali mensili per il riscaldamento:

Carichi Mensili

Mese	Riscaldamento Totale Mensile (kWh)	Picco Mensile (kW)	Fatt. Car. Mensile	Raffrescamento Totale Mensile (kWh)	Picco Mensile (kW)	Fatt. Car. Mensile
Gennaio	16793,28	89,47	0,25	0	0	0
Febbraio	12333,28	88,88	0,21	0	0	0
Marzo	6929,35	88,59	0,11	0	0	0
Aprile	2884,68	78,87	0,05	0	0	0
Maggio	295,64	33,72	0,01	0	0	0
Giugno	95,76	15,9	0,01	0	0	0
Luglio	0	0	0	0	0	0
Agosto	1,83	0,69	0	0	0	0
Settembre	96,01	14,66	0,01	0	0	0
Ottobre	2642,09	77,73	0,05	0	0	0
Novembre	8565,77	86,79	0,14	0	0	0
Dicembre	15061,32	89,29	0,23	0	0	0
	65699,01 TOTALE	**89,47** MAX	**0,25**	**0** TOTALE	**0** MAX	**0**

Durata Equivalente del Carico di Picco

Riscaldamento (ore) 734,3 Raffrescamento (ore) 0

Cancella Chiudi

Figura 6. 6: Carichi mensili

Il software calcola automaticamente i fattori di carico mensile, il fabbisogno annuale in riscaldamento e la durata equivalente del carico di picco. Essi rappresentano rispettivamente il rapporto tra il fabbisogno mensile e quello che si avrebbe se il sistema lavorasse continuativamente a pieno carico, la somma di tutti i fabbisogni mensili e il numero di ore di esercizio del sistema se questo funzionasse costantemente a carico massimo. Poiché si suppone che l'impianto venga dimensionato per coprire integralmente le potenze di picco massimo, non vengono imputate percentuali di integrazione da parte di sistemi ausiliari.

Altri parametri imposti per il dimensionamento del campo sonde sono:

- temperatura del terreno in condizioni indisturbate: 12 °C;
- portata lato circuito primario: 0.6 l/s · 10 kW;
- temperatura d'ingresso alla pompa di calore in riscaldamento: 1 °C.

L’impianto è dimensionato sui parametri di funzionamento nominale, ossia:

- temperatura ingresso sonde verticali: - 2 °C
- ΔT temperatura evaporatore: 3 °C
- temperatura mandata secondario pompa di calore: 35 °C
- temperatura ritorno secondario pompa di calore: 30 °C

La pompa di calore geotermica è caratterizzata da un SPS pari a 3.5 e il COP è determinato dal software in funzione della potenza termica sviluppata dalla pompa di calore e dal fabbisogno di potenza elettrica del compressore. È stata scelta una pompa con potenza termica tale da coprire il picco di potenza richiesta secondo valori di catalogo.

Figura 6. 7: Progetto sonda verticale

Sono stati impostati i valori di conducibilità termica (2 W/mK) e diffusività termica (0.095 m^2/giorno) del terreno considerando una composizione prevalente di argille e limi umidi secondo valori tabellati.

Relativamente alle caratteristiche degli scambiatori verticali, i dati di progetto sono i seguenti:

- campo sonde: 2 circuiti in parallelo ciascuno con 4 sonde in serie;
- materiale sonde: PEX SDR 11;
- tipologia sonde: doppia U distanziati;
- diametro sonde: Φext/int 32 mm/ 26 mm
- miscela: glicole propilenico al 20%;
- conducibilità termica del Grout: 1.2 W/m·K;
- diametro pozzo: 150 mm.

Si ipotizza di avere spazi a disposizione tali da consentire un distanziamento tra le sonde tale da massimizzare l'efficienza del sistema, riducendo al minimo le interferenze del campo sonde. A tale proposito sono state effettuate diverse simulazioni con diversi valori di distanziamento tra le sonde Nella **Tabella 6.1** si riportano i risultati.

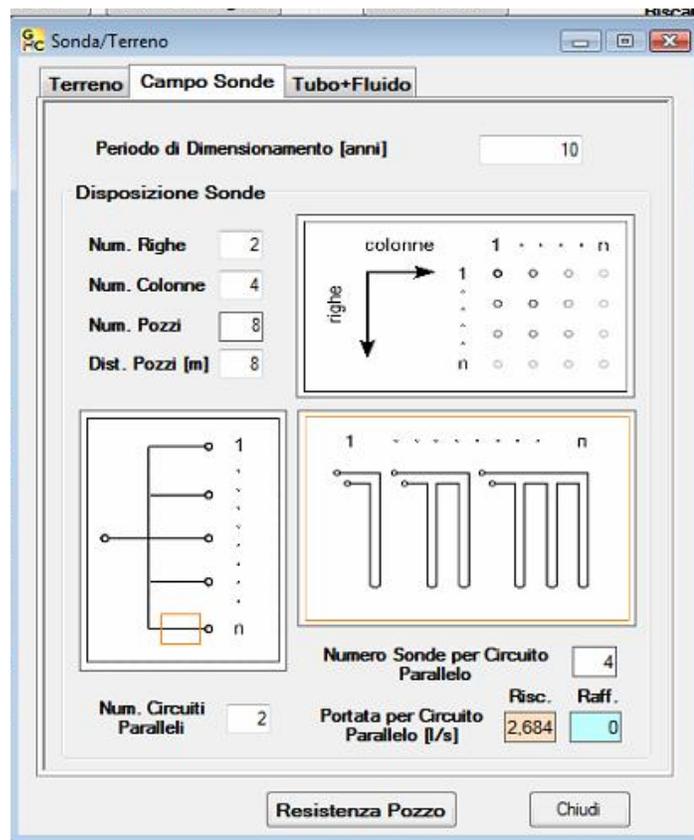



Figura 6. 8: Sonda/Terreno: campo sonde

Le caratteristiche della tubazione e del fluido costituente lo scambiatore verticale sono state definite in base alle seguenti valutazioni:

- diametri tali da determinare moto turbolento per massimizzare lo scambio termico;
- doppia U, in modo da consentire la continuità di esercizio in caso di occlusione di un ramo. Tale tipologia di sonda ha minori diametri dei tubi con conseguente maggiore scambio termico per maggiore velocità e da maggiore superficie di scambio termico. Si assume una disposizione distanziata delle sonde all'interno del perforo attraverso l'uso di distanziali;
- miscela di glicole propilenico al 20%;
- utilizzo di sonde PEX con temperature del fluido rientranti nel campo di applicazione.

Figura 6. 9: Sonda/Terreno: tubo + fluido

Infine il software GHC restituisce i valori relativi al dimensionamento delle sonde e alle prestazione dell'impianto considerato, ottenendo 162.4 m di lunghezza per ogni sonda e COP del sistema pari a 3.5. Il valore di temperatura di penalizzazione che rappresenta il degrado medio della temperatura indisturbata del terreno dovuto al campo sonde, risulta basso considerando un periodo di dimensionamento di 10 anni (tempo in cui si prevede che la temperatura attorno alle sonde si stabilizzi).

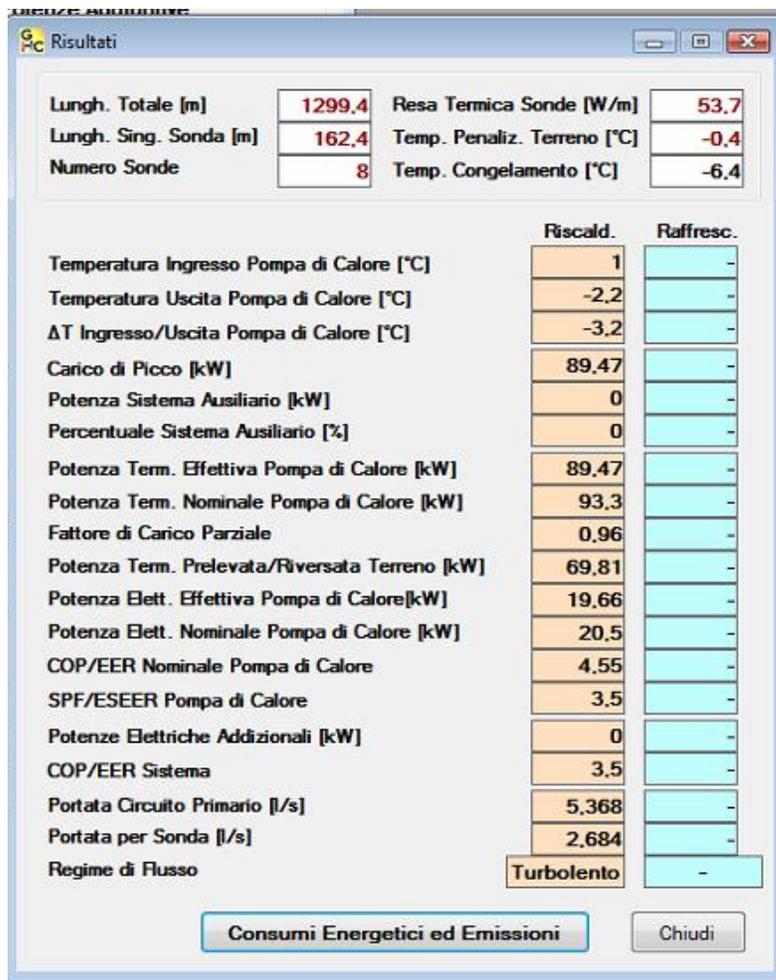



Figura 6. 10: Risultati

Distanziamento (m)	Lunghezza campo sonde (m)	Temperatura di penalizzazione (°C)
6	168,4	-0,83
8	162,4	-0,4
10	159,8	-0,19

Tabella 6. 1

Caso 2: Edificio collocato a Palermo

Dati geoclimatici:

Parametro	Valore
Country	ITALY
Source	ASHRAE/IG
WMO	164050
Climatic region	4A
Koppen classification	Cfa
Latitude (°)	38.18
Longitude (°)	13.10
Elevation (m)	34.0
Standard pressure (kPa)	100.9
Time and Daylight Saving	
Time zone	(GMT+01:00
Start of Winter	Oct
End of Winter	Mar
Start of summer	Apr
End of summer	Sep
Energy Codes	
Legislative region	ITALY

Figura 6. 11

Dati climatici mensili di Palermo:

Site Data - Untitled

Weather Data — Monthly

Month												
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	12.12	13.02	13.38	15.85	19.20	21.90	24.84	25.83	23.74	19.91	17.45	13.45
utside Dew-Point Temperature (°C)	8.56	9.26	8.52	10.33	13.18	19.05	19.52	19.61	19.83	15.99	11.79	8.54
Wind Speed (m/s)	4.16	7.57	5.16	5.21	3.89	3.09	3.46	3.19	3.43	3.28	5.21	6.75
Wind Direction (°)	167.72	170.88	172.01	171.35	164.07	165.28	167.09	169.30	168.46	167.90	168.16	172.94
Solar Altitude (°)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Solar Azimuth (°)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Atmospheric Pressure (Pa)x10^3	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07	101.07
Direct Normal Solar (kWh)	41.14	50.01	83.05	123.30	162.52	167.40	197.92	176.10	121.83	94.39	58.18	39.81
Diffuse Horizontal Solar (kWh)	31.96	39.11	56.87	57.36	65.04	67.16	56.75	55.83	50.16	34.52	27.70	26.04

Figura 6. 12

Risultati del software EnergyPlus

Temperature and Heat Gains - piano terra

EnergyPlus Output — 1 Jan - 31 Dec, Monthly — Unlicensed

Month												
Air Temperature (°C)	18.61	18.96	19.13	20.50	22.52	24.19	25.03	25.22	24.79	23.23	21.36	18.94
Radiant Temperature (°C)	18.34	18.86	19.10	20.68	22.82	24.68	25.63	25.85	25.35	23.63	21.55	18.69
Operative Temperature (°C)	18.47	18.91	19.12	20.59	22.67	24.43	25.33	25.53	25.07	23.43	21.45	18.81
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	12.12	13.02	13.38	15.85	19.20	21.90	24.84	25.83	23.74	19.91	17.45	13.45
External Infiltration (kWh)	-2692.26	-2220.74	-2379.89	-1853.94	-1353.72	-891.59	-83.63	235.20	-409.32	-1345.47	-1552.52	-2269.65
External Vent. (kWh)	-155.66	-132.78	-126.41	-93.39	-64.10	-46.20	16.39	29.24	-16.64	-57.83	-65.43	-131.78
General Lighting (kWh)	1000.32	899.61	970.06	1007.10	970.06	946.58	1030.59	970.06	976.84	1000.32	946.58	1030.59
Computer + Equip (kWh)	697.06	627.20	678.41	698.64	678.41	661.34	715.71	678.41	679.99	697.06	661.34	715.71
Occupancy (kWh)	97.94	87.83	95.73	89.85	80.63	73.79	77.51	75.40	74.37	79.95	84.62	98.91
Solar Gains Exterior Windows (kWh)	349.18	396.40	525.63	527.23	529.31	516.02	519.96	551.56	547.63	491.63	380.30	312.53
Zone Sensible Heating (kWh)	2212.85	1498.14	1443.07	506.70	50.75	0.00	0.00	0.00	0.00	11.64	298.82	1687.80
Zone Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-6.78	-208.05	-844.31	-2044.74	-2435.44	-1539.71	-343.12	-44.33	0.00
Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-6.81	-208.31	-845.09	-2049.15	-2441.51	-1542.47	-343.41	-44.42	0.00
Total Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-8.20	-256.25	-1569.38	-3593.79	-4236.72	-2818.15	-586.01	-41.36	0.00
Zone Heating (kWh)	2212.85	1498.14	1443.07	506.70	50.75	0.00	0.00	0.00	0.00	11.64	298.82	1687.80
ech Vent + Nat Vent + Infiltration (ac/h)	0.77	0.77	0.77	0.76	0.77	0.76	0.75	0.76	0.76	0.76	0.77	0.77

Figura 6. 13: Temperature e fabbisogni energetici mensili per il piano terra

Temperature and Heat Gains - primo piano

EnergyPlus Output — 1 Jan - 31 Dec, Monthly — Unlicensed

Month												
Air Temperature (°C)	18.01	18.52	18.84	20.58	22.91	24.70	25.54	25.74	25.29	23.58	21.40	18.41
Radiant Temperature (°C)	18.23	18.88	19.26	21.07	23.43	25.40	26.37	26.58	25.98	24.05	21.75	18.62
Operative Temperature (°C)	18.12	18.70	19.05	20.82	23.17	25.05	25.95	26.16	25.63	23.82	21.57	18.52
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	12.12	13.02	13.38	15.85	19.20	21.90	24.84	25.83	23.74	19.91	17.45	13.45
External Infiltration (kWh)	-2542.92	-2140.37	-2349.61	-1960.78	-1576.26	-1138.07	-302.91	20.63	-634.69	-1548.83	-1631.38	-2135.25
External Vent. (kWh)	-164.49	-143.89	-141.09	-111.70	-88.51	-66.92	5.85	18.10	-33.91	-80.19	-79.27	-140.89
General Lighting (kWh)	863.73	778.83	853.51	849.06	853.51	828.62	873.96	853.51	838.84	863.73	828.62	873.96
Computer + Equip (kWh)	668.98	603.48	663.07	655.03	663.07	643.21	674.89	663.07	649.12	668.98	643.21	674.89
Occupancy (kWh)	207.54	186.80	205.46	191.32	177.57	155.39	154.38	151.33	150.66	171.08	182.92	207.95
Solar Gains Interior Windows (kWh)	4.38	5.44	8.36	9.86	12.64	13.51	13.19	11.58	8.71	5.89	4.21	3.64
Solar Gains Exterior Windows (kWh)	1034.36	1218.32	1730.79	1881.16	2101.63	2185.98	2166.95	2071.13	1827.33	1455.11	1085.63	902.07
Zone Sensible Heating (kWh)	1250.68	736.68	632.36	151.00	10.39	0.00	0.00	0.00	0.00	1.54	89.75	852.65
Zone Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	-2.81	-85.34	-555.51	-1416.75	-2829.29	-3172.71	-1817.33	-306.16	-45.59	0.00
Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	-2.81	-85.33	-555.69	-1417.21	-2833.35	-3178.30	-1819.13	-306.11	-45.61	0.00
Total Cooling (kWh)	0.00	0.00	-3.20	-93.24	-624.29	-2217.09	-4513.69	-5093.21	-3116.92	-493.32	-40.34	0.00
Zone Heating (kWh)	1250.68	736.68	632.36	151.00	10.39	0.00	0.00	0.00	0.00	1.54	89.75	852.65
ech Vent + Nat Vent + Infiltration (ac/h)	0.77	0.77	0.78	0.77	0.77	0.77	0.76	0.76	0.76	0.77	0.77	0.77

Figura 6. 14: Temperature e fabbisogni energetici mensili per il primo piano

Quindi, nel software GHC si inseriscono i carichi totali per il riscaldamento:

Carichi Mensili

Mese	Riscaldamento			Raffrescamento		
	Totale Mensile (kWh)	Picco Mensile (kW)	Fatt. Car. Mensile	Totale Mensile (kWh)	Picco Mensile (kW)	Fatt. Car. Mensile
Gennaio	3463,51	38,11	0,12	0	0	0
Febbraio	2234,8	38,25	0,09	0	0	0
Marzo	2075,43	37,25	0,07	0	0	0
Aprile	657,72	33,39	0,03	0	0	0
Maggio	61,13	9,26	0,01	0	0	0
Giugno	0	0	0	0	0	0
Luglio	0	0	0	0	0	0
Agosto	0	0	0	0	0	0
Settembre	0	0	0	0	0	0
Ottobre	13,18	2,31	0,01	0	0	0
Novembre	388,55	34,73	0,02	0	0	0
Dicembre	2540,45	38,49	0,09	0	0	0
	11434,77	**38,49**	**0,09**	**0**	**0**	**0**
	TOTALE	MAX		TOTALE	MAX	

Durata Equivalente del Carico di Picco

Riscaldamento (ore)	297,1	Raffrescamento (ore)	0

Cancella | Chiudi

Figura 6. 15: Carichi mensili

Il software calcola automaticamente i fattori di carico mensile, il fabbisogno annuale in riscaldamento e la durata equivalente del carico di picco. Anche in questo caso, si suppone che l'impianto venga dimensionato per coprire integralmente le potenze di picco massimo, non vengono imputate percentuali di integrazione da parte di sistemi ausiliari.

Altri parametri imposti per il dimensionamento del campo sonde sono:

- temperatura del terreno in condizioni indisturbate: 14 °C;
- portata lato circuito primario: 0,48 l/s · 10 kW;
- temperatura di ingresso alla pompa di calore in riscaldamento: 5 °C.

L'impianto è dimensionato sui parametri di funzionamento nominale, ossia:

- temperatura ingresso sonde verticali: 0 °C;
- ΔT temperatura evaporatore: 4 °C;
- temperatura mandata secondario pompa di calore: 35 °C;
- temperatura ritorno secondario pompa di calore: 30 °C.

La pompa di calore geotermica è caratterizzata da un SPS pari a 3.5 e il COP è determinato dal software in funzione della potenza termica sviluppata dalla pompa di calore e dal fabbisogno di potenza elettrica del compressore. È stata scelta una pompa con potenza termica tale da coprire il picco di potenza richiesta secondo valori di catalogo.

Figura 6. 16: Progetto sonda verticale

Sono stati impostati i valori di conducibilità termica (1.8 W/mK) e diffusività termica (0.045 m^2/giorno) del terreno considerando una composizione prevalente di argille e limi umidi secondo valori tabellati.

Relativamente alle caratteristiche degli scambiatori verticali, i dati di progetto sono i seguenti:

- campo sonde: 1 circuito con 4 sonde in serie;
- materiale sonde: PEX SDR 11;
- tipologia sonde: doppia U distanziati;
- diametro sonde: Φext/int 32 mm/ 26 mm
- miscela: glicole propilenico al 10%;
- conducibilità termica del Grout: 0.75 W/m·K;
- diametro pozzo: 150 mm.

In questo caso, il numero di sonde si ipotizza metà di quello del caso precedente in modo tale da avere una lunghezza della sonda più o meno della stessa grandezza.

Si ipotizza inoltre, di avere spazi a disposizione tali da consentire un distanziamento tra le sonde tale da massimizzare l'efficienza del sistema, riducendo al minimo le interferenze del campo sonde. Sono state effettuate diverse simulazioni con diversi valori di distanziamento tra le sonde; nella **Tabella 6.2** si riportano i risultati.

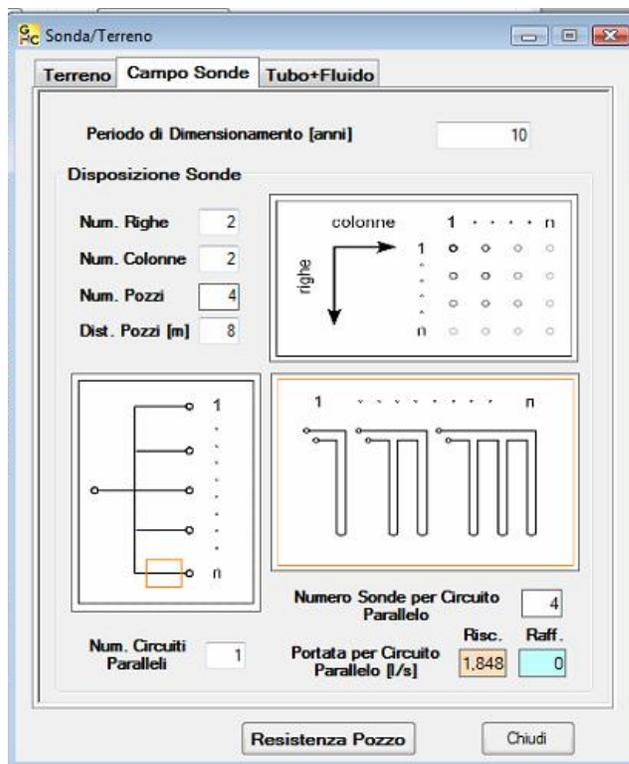



Figura 6. 17: Progetto: sonda/terreno

Le caratteristiche della tubazione e del fluido costituente lo scambiatore verticale sono state definite in base alle valutazioni fatte in precedenza.

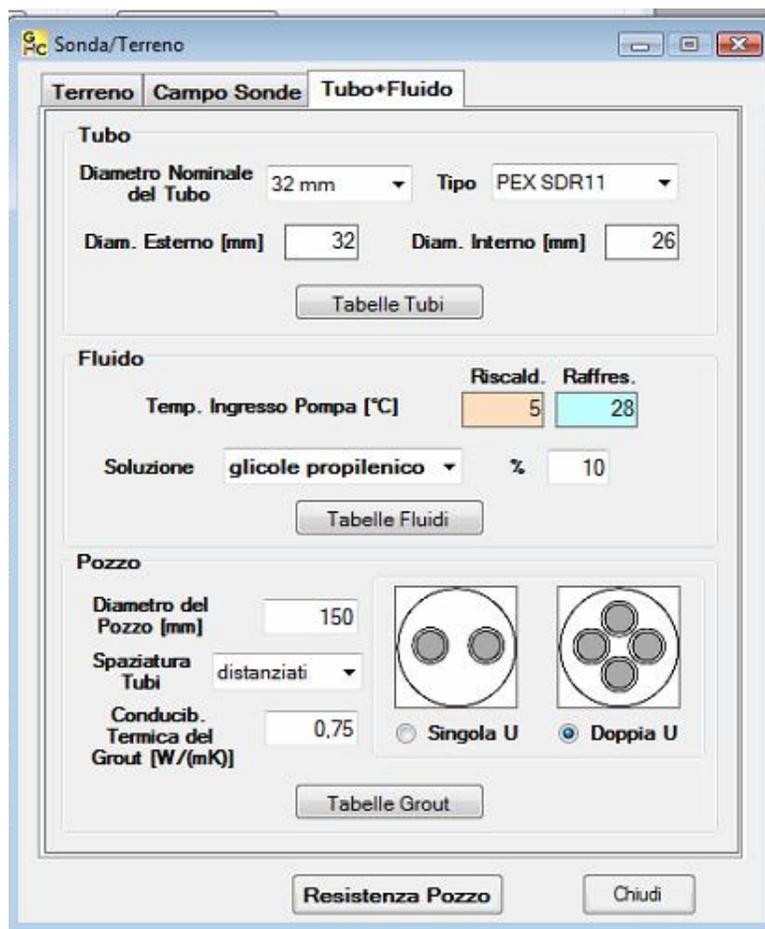



Figura 6. 18: Sonda/Terreno: tubo + fluido

Infine il software GHC restituisce i valori relativi al dimensionamento delle sonde e alle prestazione dell'impianto considerato, ottenendo 137.1 m di lunghezza per ogni sonda e COP del sistema pari a 3.5. Il valore di temperatura di penalizzazione risulta molto inferiore rispetto al caso precedente considerando sempre un periodo di dimensionamento di 10 anni.

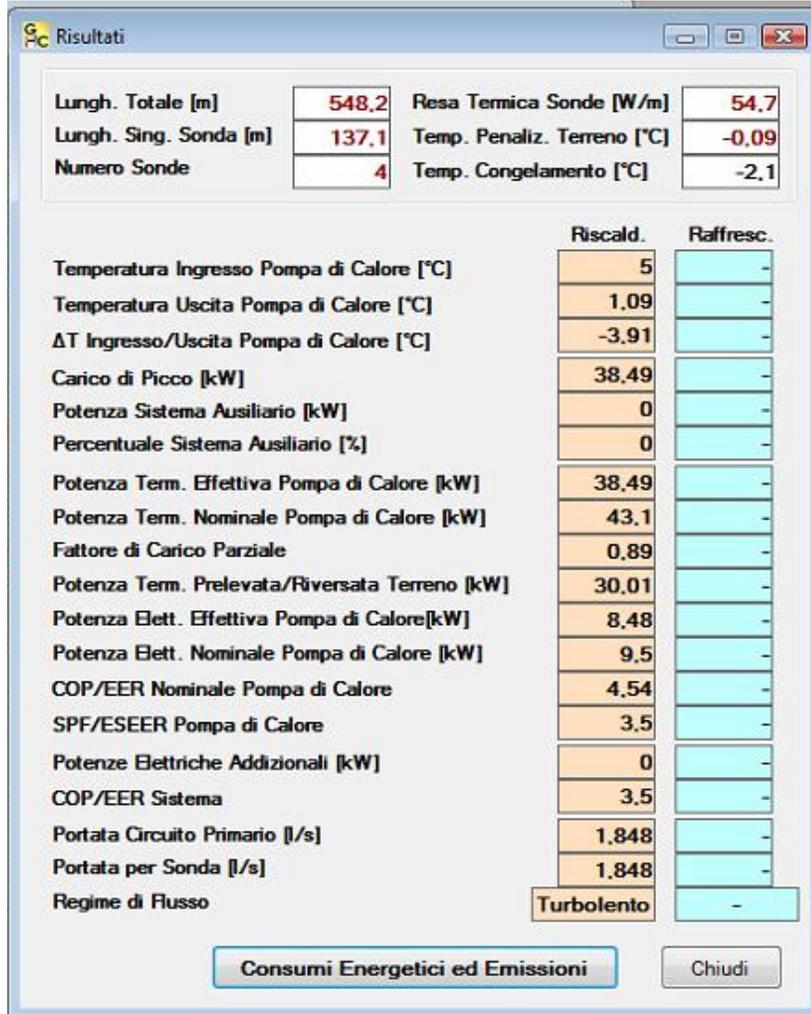



Figura 6. 19: Risultati

Distanziamento (m)	Lunghezza campo sonde (m)	Temperatura di penalizzazione (°C)
6	138,5	-0,2
8	137,1	-0,09
10	136,4	-0,04

Tabella 6. 2

7. Analisi costi-benefici

Il costo complessivo di un impianto geotermico per la climatizzazione di edifici è quantificabile stabilendo quali sono i costi d'installazione e di esercizio e, inoltre, bisogna stabilire quali sono gli sgravi fiscali previsti dalla legge finanziaria per questo tipo di interventi ad alto risparmio energetico.

Tra i costi di installazione ci sono i costi dei ventilconvettori, dei pannelli radianti, della pompa di calore geotermica e degli scambiatori (verticali, orizzontali oppure acqua di falda). Invece per i costi di esercizio si devono considerare i kWh elettrici consumati dalla pompa di calore geotermica e da quelle di circolazione, e la manutenzione ordinaria e straordinaria.

L'investimento iniziale di un'installazione geotermica è molto superiore rispetto ai sistemi tradizionali a gas, in media è 1,5 volte a parità di superficie. Tuttavia, gli impianti a pompa di calore geotermica consentono un risparmio nei costi di riscaldamento e negli oneri di manutenzione. Inoltre, se la pompa di calore è reversibile, un impianto geotermico effettua sia il riscaldamento nel periodo invernale sia il raffrescamento durante la stagione estiva. In genere, l'ammortamento della spesa iniziale sostenuta è di circa 5 – 7 anni, dopo i quali con una minima spesa in termini di elettricità sarà possibile avere riscaldamento, raffreddamento e acqua calda in ogni momento.

La spesa per la perforazione dipende, in genere, dai metri complessivi perforati a prescindere dal numero di perforazioni. A seconda della difficoltà del terreno da perforare, in linea di massima, i costi di perforazione variano tra i 50 e 60 €/m.

A seconda dell'efficienza di scambio termico, della resistenza e del diametro delle sonde geotermiche varia anche il loro prezzo. Comunque, all'aumentare della lunghezza del tubo, diminuisce il prezzo al metro.

Di solito, per una sonda tipica da 100 m, i prezzi variano tra 9 e 29 €/m, a cui si aggiunge il costo di inserimento della sonda nel pozzo, che varia da 114 a 144 €/m.

Il prezzo della pompa di calore geotermica non si discosta molto da quello di una caldaia a condensazione e varia a seconda della potenza nominale della macchina.

I costi di gestione annuali di un impianto geotermico sono, in media, inferiori di circa il 60 % rispetto ai moderni impianti di riscaldamento tradizionali. A fronte di un investimento iniziale superiore, gli impianti geotermici permettono di avere un risparmio annuale costante. Inoltre, il sistema impiantistico e della pompa di calore è semplice e questo garantisce la solidità ed efficienza dell’impianto.

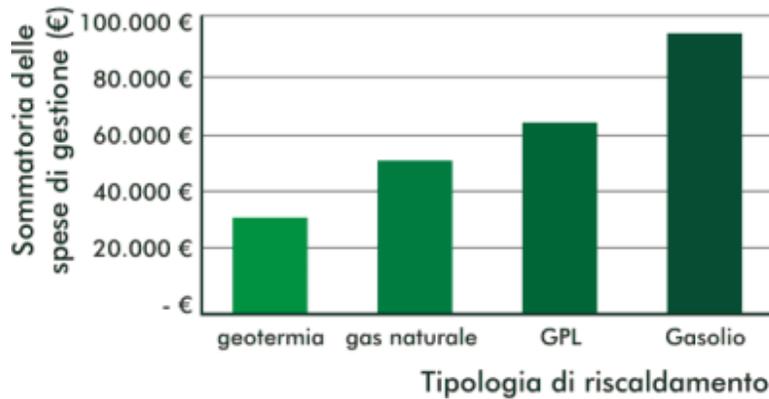



Figura 7. 1: Stima dei costi di esercizio (consumo e manutenzione) per il riscaldamento di un edificio di 200 mq nell’orizzonte temporale di 20 anni

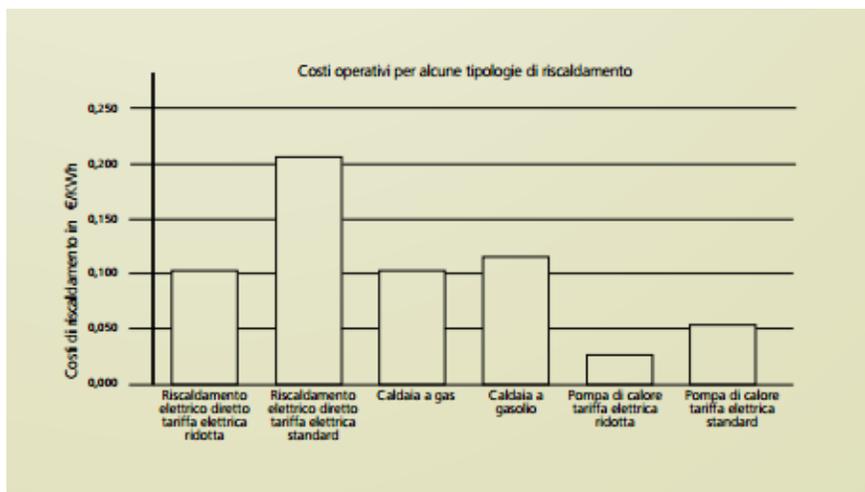



Figura 7. 2

Andando a considerare la prestazione energetica di un generatore di calore termico a combustione, questa viene definita attraverso il rendimento termico che è il rapporto tra la quantità di calore sviluppata dalla caldaia e l'energia termica fornita dal combustibile bruciato.

Attualmente, i rendimenti delle caldaie a gas presenti sul mercato sono:

- Caldaie tradizionali con temperatura fumi di 150 °C: 0,8 – 0,85;
- Caldaie con temperature fumi di 120 °C: 0,9 – 0,93;
- Caldaie a condensazione con fumi di 40 °C: 1,06.

Nel caso delle caldaie a condensazione, il valore del rendimento è maggiore all'unità per il fatto che i rendimenti sono sempre calcolati sulla base del potere calorifico inferiore. E quando si riesce a condensare il vapor d'acqua, l'energia di condensazione sprigionata viene riutilizzata dal generatore.

Una pompa di calore, con COP pari a 4 per ogni kW che di corrente elettrica che consuma, ne produce 4 kW di calore termico che prende dal suolo e trasferisce all'edificio da climatizzare. Quindi, il rendimento termico di una pompa di calore geotermica è molto superiore a quello di una caldaia a condensazione. Questo vantaggio, comunque, non è poi così elevato dato che, in Italia, l'energia elettrica viene prodotta prevalentemente da centrali termoelettriche e quindi bisogna tener conto della spesa di energia primaria. Il rapporto di trasformazione di energia primaria (REP) viene definito dall'ENEL sulla rete nazionale come rapporto tra l'energia termica resa disponibile e l'energia primaria spesa e pari a 0,46 in modo da poter fare un confronto fra le diverse tecnologie.

$$REP = \frac{Q_1}{L/0{,}46} = COP \cdot 0{,}46$$

Avendo introdotto questo indice, è possibile fare un confronto fra le rese energetiche della pompa di calore geotermica e delle caldaie tradizionali a gas. Nella seguente tabella si mostra quali sono i valori di equivalenza energetica tra COP e rendimenti della caldaia a combustione.

Tipologia di caldaia	Rendimento caldaia	COP equivalente con pompa di calore
Caldaia tradizionale	0,75 – 0,85	1,63 – 1,85
Caldaia alta efficienza	0,9 – 0,95	1,96 – 2,07
Caldaia a condensazione	0,95 – 1,06	2,07 – 2,30

Tabella 7. 1

Da questa tabella risulta evidente che, dal punto di vista energetico, qualsiasi impianto geotermico che garantisca un COP medio stagionale superiore a 2,30 è più efficiente di qualsiasi impianto tradizionale.

7.1. Esempio di analisi finanziaria

In questo paragrafo si riporta un esempio in cui vengono comparati i costi realizzativi di un impianto geotermico reversibile e di un impianto tradizionale alternativo comprendente un impianto a combustione centralizzato e uno di climatizzazione estiva dotato di sistemi di distribuzione a ventilconvettori.

L'impianto geotermico prevede un sistema centralizzato di climatizzazione in inverno ed estate e la produzione di acqua calda sanitaria con sonde geotermiche verticali. Le ipotesi di costo di riferiscono ad attività di campo fino al collaudo impianti. Nel caso di un impianto tradizionale, si è obbligati all'installazione di un impianto solare termico per la produzione del 50 % del fabbisogno di ACS.

Dati:

- Superficie lorda da riscaldare: 1'600 m^2;
- categoria energetica dell'edificio: B (energia per m^2 < 59 kWh/m^2 anno);
- fabbisogno energetico invernale con ipotesi di 40 kWh/m^2 annuo: 64'000 kWh/anno;
- ore di funzionamento durante il periodo invernale: 1'800 h;
- potenza media stagionale del generatore geotermico: 35,5 kW con picco di richiesta di 55 kW;
- potenza nominale della pompa di calore: 57,6 kW con potenza assorbita dal compressore 12,9 kW;
- COP pompa di calore con sonde verticali: 4,46.

L'impianto geotermico comprende le sonde verticali e la pompa di calore reversibile. Per il funzionamento estivo, in abbinamento alla climatizzazione a pavimento radiante, è previsto un impianto di deumidificazione con unità dislocate.

Per il funzionamento in modalità estiva, la pompa di calore ha una potenza nominale di 8,1 kW con una potenza assorbita dal compressore pari a 1,9 kW e un EER pari a 5.

Per il progetto sono previsti i seguenti componenti:

- Pompa di calore geotermica dotata di de surriscaldatore per la produzione di ACS a 65°C con COP 4,46 e controllo in remoto;
- 2 serbatoi inerziali (1 per lo stoccaggio della climatizzazione caldo/freddo sui pavimenti radianti e 1 per lo stoccaggio dell'ACS);
- stazione di produzione ACS istantanea con portata nominale di 100 l/min;
- sistema di captazione dell'energia geotermica con sonde verticali ad acqua glicolata;
- dispositivo per il controllo della temperatura e umidità degli ambienti;
- dispositivo per la gestione, programmazione e controllo in remoto della pompa di calore.

7.1.1. Analisi geologica

Il sottosuolo è sabbioso e ghiaioso con presenza di falda a partire da 10 m dal piano campagna. La potenza frigorifera della pompa di calore da scambiare in sonda è pari a 45,4 kW. Data la geologia dei luoghi si stima a priori una resa termica unitaria di una sonda geotermica di lunghezza 100 m pari a 4,5 kW. Prendendo in considerazione queste ipotesi, si realizzeranno 10 sonde geotermiche verticali di 100 m di profondità.

In corso d'opera, dopo la prima perforazione, verrà condotto uno specifico GRT (Ground Response Test: prova condotta a potenza termica costante e di durata di almeno 50 ore) in grado di definire esattamente la resa termica unitaria di ogni sonda verticale.

7.1.2. Tempo di ritorno dell'investimento

In seguito si riportano le stime economiche preliminari di confronto tra un impianto geotermico e uno di tipo tradizionale.

Come dato di riferimento si tiene in considerazione che l'energia da produrre in un anno è di 64'000 kWh termici (40 kWh/m^2 anno x 1'600 m^2). Inoltre, i considera:

- costo Nm^3 di metano: 0,80 €;
- costo energia elettrica con contatore ENEL dedicato tipo "altri usi":0,14 €;
- COP pompa di calore: 0,46;
- efficienza termica media stagionale del generatore di calore a metano: 95 %;
- potere calorifero inferiore del gas naturale (norma UNI 10389): 34,54 MJ/Nm^3;
- energia termica da generare: 64'000 kWh/anno;
- oneri per la climatizzazione estiva geotermica: 50 % dell'energia prodotta per l'inverno;
- oneri per la climatizzazione estiva con tecnologia tradizionale chiller + split: doppio di quello geotermico (COP stimato per una pompa di calore aria – aria: 2,5).

I tempi di rientro dell'investimento per effetto dei risparmi ottenuti dalle tecnologie più efficienti, risultano brevi e inferiori a 5 anni.

Costi di impianto			
COP invernale: 4,46			
EER estivo: 5			
Impianto centralizzato di produzione (caldo + freddo) con 2 pompe acqua-acqua e 10 sonde geotermiche	€ 119'000.00	Impianto tradizionale chiavi in mano per climatizzazione invernale e produzione ACS	€ 38'000.00
Con geotermia obbligo 50% solare non coercitivo		Solare termico (obbligo 50% ACS)	€ 20'000.00
Centri di costo complementari		**Centri di costo complementari**	
		Impianto centralizzato di climatizzazione estiva + unità di ventilazione	€ 55'000.00
Unità per impianto di de umificazione per trattamento aria in modalità estiva (climatizzazione fornita con pavimento radiante già in opera)	€ 25'000.00	De umificazione non prevista perché onnicomprensiva del sistema di climatizzazione estiva al punto precedente	€ 0.00
		Camini e canne fumarie	€ 4'000.00
Edificio gas free (cucina con piastre ad induzione)		Allaccio gas e rete gas	€ 5'000.00
	€ 144'000.00		**€ 122'000.00**

Costi di funzionamento (anno)			
Onere per energia elettrica per funzionamento pompa di calore in riscaldamento edificio (kW/anno)	€ 2'008,92	Onere per gas metano in riscaldamento complessivo edificio e produzione ACS 50% solare	€ 5'617.00
Onere per energia elettrica per funzionamento climatizzazione estiva	€ 1'004,49	Onere per energia elettrica per funzionamento climatizzazione	€ 2'008.97
Manutenzione	€ 250.00	Manutenzione (centrale, certificazione fumi e climatizzazione)	€ 500.00
	€ 3'263.46		**€ 8'125.97**

Ammortamento costi impianto	
Differenza consumi anno	€ 4'862.52
Differenza costo impianto	€ 22'000.00
Anni ammortamento	**4.5**

Fonte Thermogea

7.2. Studio di un impianto di piccola taglia

Figura 7. 3

dimensione: 148,15 m^2

posizione: Bologna;

fabbisogno energetico in riscaldamento in un anno: 7’885,16 kWh;

fabbisogno energetico in raffrescamento in un anno:

3’091,11 kWh;

I dati della richiesta energetica sono stati trovati mediante la modellizzazione con il software DesignBuilder e il software EnergyPlus che da come risultati gli ipotetici consumi energetici annuali e mensili riassunti nelle seguenti figure:

EnergyPlus Output — 1 Jan - 31 Dec, Annual — Evaluation

	Year
Room Electricity (kWh)	1096.18
Lighting (kWh)	1477.34
System Misc (kWh)	4173.29
Heat Generation (Gas) (kWh)	9600.18
Chiller (Electricity) (kWh)	1850.97
DHW (Electricity) (kWh)	734.93
Air Temperature (°C)	20.59
Radiant Temperature (°C)	20.23
Operative Temperature (°C)	20.41
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	0.00
External Infiltration (kWh)	-3909.79
General Lighting (kWh)	1477.34
Computer + Equip (kWh)	1096.18
Occupancy (kWh)	218.94
Solar Gains Exterior Windows (kWh)	8698.22
Zone Sensible Heating (kWh)	7886.16
Zone Sensible Cooling (kWh)	-2533.78
Sensible Cooling (kWh)	-2640.20
Total Cooling (kWh)	-3091.11
Zone Heating (kWh)	7886.16
ech Vent + Nat Vent + Infiltration (ac/h)	0.51

Figura 7. 4: Fabbisogni energetic annuali

Temperatures, Heat Gains and Energy Consumption - [illegible], Building 1

EnergyPlus Output — 1 Jan - 31 Dec, Monthly — Evaluation

Month												
Room Electricity (kWh)	93.22	84.01	91.79	92.05	91.79	89.20	94.64	91.79	90.62	93.22	89.20	94.64
Lighting (kWh)	125.68	113.19	123.21	124.80	123.21	119.87	128.14	123.21	122.34	125.68	119.87	128.14
System Misc (kWh)	320.14	354.44	343.01	354.44	343.01	354.44	354.44	343.01	354.44	343.01	354.44	354.44
Heat Generation (Gas) (kWh)	2504.34	1820.44	999.26	194.92	16.95	0.00	0.00	0.00	3.46	228.22	1398.40	2334.19
Chiller (Electricity) (kWh)	0.00	0.00	0.00	0.08	82.87	396.09	646.44	564.43	160.96	0.09	0.00	0.00
DHW (Electricity) (kWh)	62.46	56.35	62.00	61.03	62.00	60.12	62.91	62.00	60.57	62.46	60.12	62.91
Air Temperature (°C)	16.29	16.63	17.71	19.88	23.15	25.00	25.59	25.45	23.97	19.54	17.09	16.47
Radiant Temperature (°C)	14.13	14.88	16.89	19.93	23.53	25.88	26.81	26.48	24.40	19.41	15.71	14.36
Operative Temperature (°C)	15.21	15.76	17.30	19.90	23.34	25.44	26.20	25.96	24.19	19.47	16.40	15.41
Outside Dry-Bulb Temperature (°C)	1.12	3.32	8.12	12.73	17.50	21.40	23.91	23.57	19.71	13.73	7.22	2.65
External Infiltration (kWh)	-674.22	-530.92	-417.75	-296.80	-239.19	-147.28	-72.22	-80.30	-174.28	-248.31	-416.85	-611.67
General Lighting (kWh)	125.68	113.19	123.21	124.80	123.21	119.87	128.14	123.21	122.34	125.68	119.87	128.14
Computer + Equip (kWh)	93.22	84.01	91.79	92.05	91.79	89.20	94.64	91.79	90.62	93.22	89.20	94.64
Occupancy (kWh)	20.67	18.64	20.44	19.37	17.13	15.19	15.38	15.24	16.10	20.09	19.88	20.82
Solar Gains Exterior Windows (kWh)	288.58	382.17	636.95	876.42	1142.47	1180.73	1240.78	1082.98	831.59	549.01	259.61	226.92
Zone Sensible Heating (kWh)	2078.60	1510.97	829.38	161.78	14.07	0.00	0.00	0.00	2.87	189.42	1160.67	1937.38
Zone Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-0.16	-116.16	-540.19	-905.52	-758.76	-212.85	-0.12	0.00	0.00
Sensible Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-0.16	-116.38	-541.60	-907.73	-760.85	-213.36	-0.12	0.00	0.00
Total Cooling (kWh)	0.00	0.00	0.00	-0.14	-138.40	-661.47	-1079.55	-942.60	-268.81	-0.16	0.00	0.00
Zone Heating (kWh)	2078.60	1510.97	829.38	161.78	14.07	0.00	0.00	0.00	2.87	189.42	1160.67	1937.38
Mech Vent + Nat Vent + Infiltration (ac/h)	0.53	0.52	0.52	0.51	0.51	0.51	0.50	0.50	0.51	0.51	0.52	0.52

Figura 7. 5: Temperature e fabbisogni energetici mensili

7.2.1. Ipotesi 1: pompa di calore geotermica con sonde verticali

Carichi Mensili

Mese	Riscaldamento Totale Mensile (kWh)	Riscaldamento Picco Mensile (kW)	Riscaldamento Fatt. Car. Mensile	Raffrescamento Totale Mensile (kWh)	Raffrescamento Picco Mensile (kW)	Raffrescamento Fatt. Car. Mensile
Gennaio	2078,6	7,2	0,39	0	0	0
Febbraio	1510,9	7,15	0,314	0	0	0
Marzo	829,38	6,7	0,166	0	0	0
Aprile	161,78	5,9	0,038	0,14	0,05	0,004
Maggio	14,07	5,3	0,004	133,4	3,45	0,052
Giugno	0	0	0	661,47	7,3	0,126
Luglio	0	0	0	1079,5	7,6	0,191
Agosto	0	0	0	942,6	7,8	0,162
Settembre	2,87	0,25	0,016	268,81	5,7	0,065
Ottobre	189,4	6,2	0,041	0,16	0,01	0,022
Novembre	1160,67	7	0,23	0	0	0
Dicembre	1937,13	7,2	0,362	0	0	0
	7884,8 (TOTALE)	**7,2** (MAX)	**0,36**	**3086,08** (TOTALE)	**7,8** (MAX)	**0,16**

Durata Equivalente del Carico di Picco

Riscaldamento (ore)	1095,1	Raffrescamento (ore)	395,65

Figura 7. 6: Finestra carichi mensili inseriti nel GHC

Il picco di richiesta di riscaldamento durante la stagione invernale è di 7,2 kW e quello estivo è di 7,8 kW. Per poter coprire questo picco di fabbisogno energetico, si sceglie una pompa di calore di potenza nominale 8 kW.

In funzionamento in riscaldamento, questa pompa di calore eroga una potenza termica di 8,30 kW assorbendo 1,66 kW con COP di 5.

In riscaldamento, la pompa di calore eroga 8,01 kW e assorbe 1,74 kW con EER pari a 4,59.

Figura 7. 7: Progetto sonda verticale

Con il software GeoHeatCal si dimensiona l'impianto a sonde verticali, con i dati sopra inseriti. Inoltre si considera un terreno composto da ghiaie e sabbie umide con conducibilità termica pari a 1,7 W/mK e diffusività termica 0,056 m^2/giorno secondo valori tabellati.

Si considera un campo sonde composto da 2 pozzi distanziati 8 m con tubi di 25 mm di diametro nominale tipo PEX SDR11 a doppia U e con un fluido composto da una soluzione al glicole propilenico al 20 %.

Ogni pozzo avrà un diametro di 100 m e saranno distanziati con degli distanziatori. Si considera una conducibilità termica del grout di 0,8 W/mK.

I risultati ottenuti con questo software vengono riportati nella seguente pagina.

Figura 7. 8: Risultati

Il campo sonde sarà quindi composto da due pozzi di profondità 80 m distanziati 8 m per considerare una eventuale maggior richiesta del fabbisogno energetico negli anni succesivi.

Investimento:

- pompa di calore: 5'500 €;
- impianto sonde: 11'500 €;
- collegamenti vari: 3'300 €;
- deumidificatori: 1'000 €;

Totale: **21'300 €**

Per quanto riguarda i costi d'esercizio, per un impianto geotermico si considera l'energia elettrica assorbita e il costo dell'elettricità pari a 0,2 €/kWh.

Consumi e costi di esercizio:

- consumi in riscaldamento: 7885,16/5 = 1'557.3 kWhe;
- costi riscaldamento: 1557,3 x 0,2 = 311,46 €;
- consumi in raffrescamento: 3091,11/4,59 = 673,44 kWhe;
- costi raffrescamento: 673,44 x 02 = 134,68 €;
- manutenzione: 40 €;

Totale: **486,14 €**

Questo totale risulta coerente con quello ipotizzato dal software GeoHeatCal.

Figura 7. 9: Consumi energetic ed emissioni

7.2.2. Ipotesi 2: Caldaia a condensazione + gruppo frigo

In alternativa alla pompa di calore geotermica, si ipotizza di usare una caldaia a condensazione più un gruppo frigo per il raffrescamento estivo con l'obbligo di installare pannelli solari per coprire il 50 % del fabbisogno di Acqua Calda Sanitaria.

Investimento:

- caldaia a gas 24 kW: 2'500 €;
- split per il raffrescamento estivo: 3'500 €;
- pannelli solari: 4'500 €;
- collegamenti vari: 3'000 €;

Totale: **13'500 €**

Per poter stabilire i consumi, si deve considerare:

- potere calorifico inferiore: 9,6 kWh/m^3;
- rendimento della caldaia a condensazione: 95%;
- costo del gas metano: 0,85 €/m^3;
- COP degli split: 2.

Consumi e costi di esercizio:

- consumo di gas = 7885,16 / (9,6 x 0,95) = 864,60 m^3;
- costi riscaldamento: 864,60 x0,85 = 734,91 €;
- consumo raffrescamento: 3091,11 / 2 = 1545.55 kWhe;
- costi raffrescamento: 309,11 €;
- costo manutenzione: 170 €;

Totale: **1'214 €**

	Pompa di calore	**Caldaia + refrigeratore + solare**	**Differenza**
Investimento	21'300 €	13'500 €	+ 7'800 €
Costo annuale	486,14 €€	1'214€	- 727,90 €

Tabella 7. 2

Nella pagina seguente si riporta il cash-flow differenziale, dove si vede che il tempo di ritorno dell'investimento sarebbe tra 11 - 12 anni.

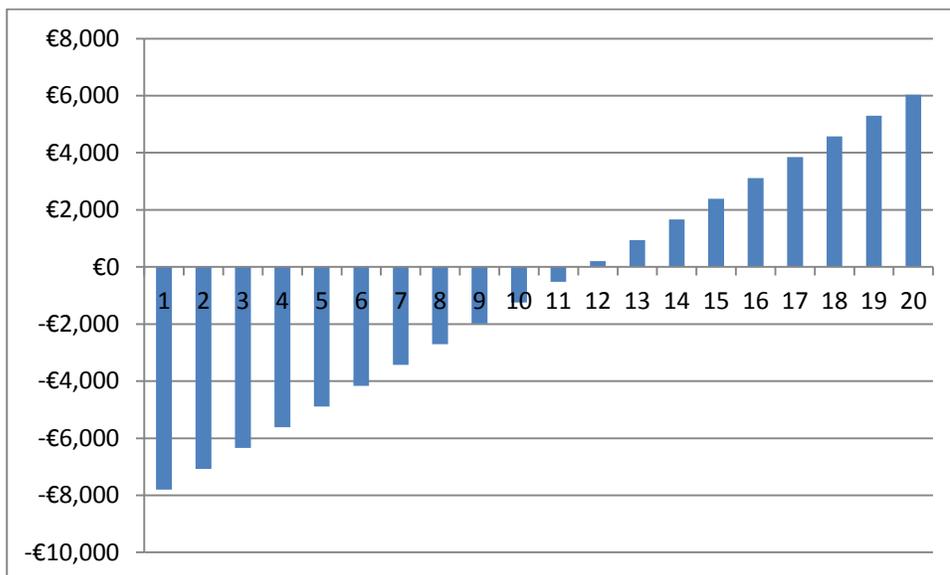



Grafico 7. 1: Cash-flow differenziale dell'investimento relativo all'impianto geotermico rispetto alla soluzione caldaia a condensazione + split

7.3. Esempio Irlanda

Anno di installazione: aprile 2012;

località: Wexford, Irlanda;

superficie da riscaldare: 208 m^2 su due piani;

pozzo geotermico di 150 m di profondità con 137 m di sonda geotermica attiva;

distribuzione del calore attraverso pannelli radianti;

richiesta di energia per m^2: 40,4 kWh/m^2 anno;

pompa di calore con potenza nominale di 8 kW e COP di 4,5;

lavori per il miglioramento dell'isolamento termico dell'edificio su tutte le pareti, sia esterne che interne, pavimenti e soffitto e finestre;

Costo totale dell'investimento: **19'900 €**

Il costo totale per i consumi della pompa geotermica in un anno, calcolati dal 27/5/12 al 24/5/13 ammontano a **369,66 €**. La pompa di calore, in questo periodo ha utilizzato un totale di 2'758 kW e si considera il costo del kWh uguale a 0,15 €.

I consumi dal 25/5/13 al 24/5/14 della pompa di calore geotermica sono stati di 2'164 kW.

Si riportano nel **Grafico 7.2** i costi mensili dovuti all'utilizzo della HP in un anno.

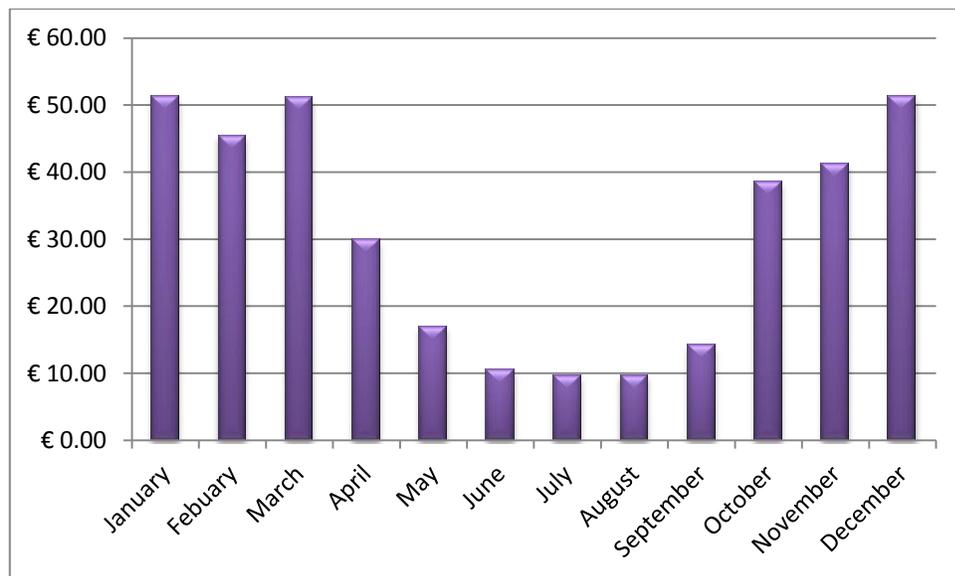



Grafico 7. 2

Considerando in alternativa alla pompa di calore geotermica, una caldaia a gasolio con un rendimento di 85 % e una richiesta di fabbisogno energetico pari a 13'441,5 kWh anno e un costo del litro di gasolio pari a 0,85 €. In un anno, la spesa in bolletta per l'energia elettrica sarebbe stata di 1'142,53 €, per cui, con la pompa di calore geotermica ha risparmiato 772,86 €. Inoltre, se si considera che il prezzo in bolletta dell'energia elettrica sale del 4 % all'anno tra 20 anni, si ipotizza che i risparmi arrivino a 23'014,41 € all'anno!

Actual costs for my house			
House Type	**My house with oil**	**My house with HP**	**Savings!!!**
Year1	€ 1,142.53	€ 369.66	€ 772.86
Year2	€ 1,188.23	€ 384.45	€ 803.78
Year3	€ 1,235.76	€ 399.83	€ 835.93
Year4	€ 1,285.19	€ 415.82	€ 869.37
Year5	€ 1,336.60	€ 432.45	€ 904.14
Year6	€ 1,390.06	€ 449.75	€ 940.31
Year7	€ 1,445.66	€ 467.74	€ 977.92
Year8	€ 1,503.49	€ 486.45	€ 1,017.04
Year9	€ 1,563.63	€ 505.91	€ 1,057.72
Year10	€ 1,626.17	€ 526.15	€ 1,100.03
Year11	€ 1,691.22	€ 547.19	€ 1,144.03
Year12	€ 1,758.87	€ 569.08	€ 1,189.79
Year13	€ 1,829.22	€ 591.84	€ 1,237.38
Year14	€ 1,902.39	€ 615.52	€ 1,286.88
Year15	€ 1,978.49	€ 640.14	€ 1,338.35
Year16	€ 2,057.63	€ 665.74	€ 1,391.88
Year17	€ 2,139.93	€ 692.37	€ 1,447.56
Year18	€ 2,225.53	€ 720.07	€ 1,505.46
Year19	€ 2,314.55	€ 748.87	€ 1,565.68
year20	€ 2,407.13	€ 778.82	€ 1,628.31
Total	**€ 34,022.27**	**€ 11,007.86**	**€ 23,014.41**

Tabella 7. 3

7.4. Valutazioni conclusive e panorama legislativo

Un impianto geotermico risulta molto conveniente rispetto a un impianto tradizionale sia per i risparmi economici ottenuti dopo il ritorno dell’investimento iniziale, dato che i costi di esercizio sono molto bassi, sia per la semplicità dell’impianto, dato che basta avere una unica pompa di calore reversibile per poter utilizzare la stessa macchina sia per il riscaldamento che per il raffrescamento. Inoltre, queste macchine hanno una elevata efficienza e una vita utile elevata (circa 20 anni) e le sonde geotermiche e altri componenti dell’impianto possono funzionare per molte decine di anni (fino a 80 anni).

Un altro vantaggio rappresenta l’assenza di combustibili o altri materiali infiammabili come il gas metano o gpl, e questo rappresenta una maggior sicurezza (nessun rischio di fuoriuscita di gas o perdite di monossido di carbonio).

L'impatto estetico dell'impianto è nullo data l'assenza di un apparato da posizionare all'esterno e quindi si ha un'integrazione architettonica totale. Tuttavia può essere opportuno preveder il vano pompa di calore per impianti di grandi dimensioni a causa del rumore.

L'impatto sull'ambiente è praticamente zero, infatti se l'impianto è alimentato da un impianto fotovoltaico le emissioni sono nulle, e invece, se viene alimentato dalla rete elettrica le emissioni risultano ridotte del 60 - 70 %. Si stima un risparmio di 26,1 milioni di tonnellate di petrolio ogni anno e 16 milioni di tonnellate di anidride carbonica non immessa nell'atmosfera. Inoltre, l'energia geotermica è una fonte rinnovabile più versatile rispetto al solare ed eolico, infatti questa è indipendente dalle condizioni climatiche e meteorologiche e costituisce una sorgente energetica continua.

Gli impianti geotermici godono di una incentivazione alta con una detrazione fiscale del 55 % per la riqualificazione energetica e che cresce del 30 % se in abbinamento con il fotovoltaico che offre ulteriori vantaggi con il Piano Casa. Per gli impianti domestici di medie dimensioni, L'investimento è recuperabile in 5/7 anni con minori consumi di energia elettrica e azzeramento della spesa per il combustibile fossile, e dopo questo periodo il risparmio annuo ammonta circa a 1'500 – 2'000 € rispetto ai sistemi tradizionali con caldaia a gas.

Tuttavia, una progettazione sbagliata potrebbe portare alla non fattibilità economica dell'investimento. In ogni caso, è meglio sovrabbondare con i costi iniziali piuttosto che ridurre il numero di metri di pozzo per risparmiare. Infatti, questo potrebbe portare ad un aumento complessivo dei costi. Quindi sarà necessario fare una progettazione adeguata dell'impianto.

Il principale svantaggio della pompa di calore geotermica dipende dagli elevati costi di installazione (soprattutto per la perforazione nel caso delle sonde verticali). Inoltre, la temperatura dell'acqua prodotta non è molto elevata e questo rende necessario l'utilizzo di sistemi di distribuzione quali di pannelli radianti (35 – 40 °C) oppure di fancoils idronici (50 °C).

Un altro svantaggio è rappresentato degli ostacoli burocratici dati gli iter procedurali richiesti per l'autorizzazione all'installazione degli impianti geotermici.

I vantaggi sono superiori agli svantaggi, però bisogna fare una valutazione tecnica approfondita di tutti gli aspetti in gioco: potenzialità dell'impianto, abbinamento con

altre tecnologie e installazione di un secondo contatore per poter usufruire di una tariffazione elettrica dedicata in base alla delibera n 56/2010 dell'Autorità per l'Energia dell'aprile 2010.

7.5. Confronto generale sistemi geotermici VS sistemi tradizionali di climatizzazione

In seguito, si elencano in una tabella le maggiori differenze fra un sistema tradizionale aria/aria e un sistema a pompa di calore geotermico così come oggi appare alla luce della tecnologia più recente e considerando una caldaia a gas metano.

Caratteristiche	Impianto tradizionale: ARIA/ARIA	Pompa di calore geotermica con pannelli radianti(sistema acqua/acqua)
Costo medio dell'impianto al m^2 [€]	**Basso** 50 ÷ 80	**Alto** 120 ÷ 150
Manutenzione	**Alta** Frequente: pulizia filtri, sostituzione o rabbocco liquido refrigerante, manutenzioni elettriche eventuali ecc.	**Bassa/nulla** Praticamente inesistente per tutta la durata della vita utile dell'impianto
COP massimo raggiungibile	**medio/basso** 2,5 ÷ 3	**Alto** 5,5 ÷ 6

Opere necessarie	**Nessuna** (i sistemi più innovativi non hanno bisogno di unità esterna)	**Molte** Necessaria disponibilità di giardino o comunque di terra per generare lo scambio termico, necessità di terminali per la diffusione del calore in ambiente con molto fluido e a bassa temperatura di lavoro (riscaldamento a pavimento o capillare)
Rischi e sicurezza	**Alti rischi** Rischi alla salute derivanti dal degrado del liquido refrigerante ma soprattutto dalla non pulizia dei filtri dell'aria diffusa nell'ambiente (legionella, batteri, polvere, pollini ecc.)	**Rischi ridotti o nulli** rischi soprattutto connessi alla sicurezza del terreno/della falda con cui si scambia calore
Possibilità di avere anche acqua calda sanitaria	**Si** ma con bassissime efficienze e molti costi aggiuntivi per adeguare l'impianto	**Si** con altissime efficienze e poco consumo in più rispetto al riscaldamento
Vita media	**7 anni**	**>20 anni**
Integrazioni con altre fonti rinnovabili	**Solare termico:** pressoché impossibile **Fotovoltaico:** si ma bassa resa **Eolico/mini eolico:** si ma bassa resa	**Solare termico:** ideale e consigliato (COP>5) **Fotovoltaico:** ideale e consigliato **Eolico/mini eolico:** ideale e consigliato

Tempo di rientro dell'investimento	4/5 anni con vita utile di 7	4/5 anni con vita utile di 20

Tabella 7. 4: Confronto di caratteristiche fra un sistema di riscaldamento e raffrescamento classico aria/aria e uno geotermico acqua/acqua sulla base dei classici parametri di raffronto.

7.6. Incentivi Esistenti

Gli sgravi fiscali esistono per diverse tipologie di ristrutturazioni di edifici e non solo per l'installazione di pompe di calore geotermiche.

Le detrazioni fiscali esistenti attualmente sono:

- Legge 24 dicembre 2007, n. 244 (legge finanziaria del 2008): "Disposizioni per la formazione del bilancio annuale a pluriennale dello Stato".
  Detrazione fiscale del 55 % applicabile alla sostituzione di impianti esistenti con impianti geotermici a bassa entalpia. Questa detrazione sarà scalata dalla tasse a pagare ogni anno per 10 annualità.

- Delibera348/2007 dell'Autorità per l'energia elettrica e il servizio gas: "Condizioni economiche per l'erogazione del servizio di connessione".
  Tariffa elettrica incentivante per pompe di calore: 0,14 €/kWh$_e$.

Tuttavia, la maggior parte degli impianti a pompa di calore geotermica sono di nuova installazione, e quindi non godono di questi incentivi. Questo a causa delle difficoltà ad adattare i sistemi di distribuzione interna del calore già esistenti e la mancanza dello spazio per l'installazione dei geoscambiatori.

Bibliografia

[1] BAIETTO, M. POCHETTINO, E. SALVATICI. *Progettazione di Impianti Geotermici: sonde verticali e pozzi d'acqua*. D. Flaccovio, Palermo, 2010.

[2] G. DELL'OLIO. *Geotermia e Pompe di Calore: l'ambiente come fonte di energia sostenibile*. Delfino, Milano 2009.

[3] F. TINTI. *Geotermia per la climatizzazione*. D. Flaccovio, Palermo, 2008.

[4] M. TORNAGHI. *Geotermia: manuale tecnico pratico per la realizzazione di un impianto geotermico*. Esselibri – Simone, Napoli, 2010.

[5] ARMSTEAD, H.C.H. *Geothermal Energy*. E. & F.N. Spon, London, 2003.

[6] M. MORINI (appunti di). Sistemi *per la produzione di energia da fonti rinnovabili: Geotermia*. 2013.

[7] LINDAL, B., *Industrial and other applications of geothermal energy*, in: Armstead, H.C.H., ed., *Geothermal Energy*, UNESCO, Paris, 1973.

[8] STACEY, F.D. and LOPER, D.E., Thermal history of the Earth. Phys. Earth. Planet. Inter., 1988.

[9] Lund J.W. et al. *Direct application of geothermal energy: 2005 worldwide review,«Geothermics»*, 2005.

[10] POLLACK, H.N., HURTER, S.J. and JOHNSON, J.R., *Heat flow from the Earth's interior: Analysis of the global data set*. Rev. Geophys. 31, 1993

[11] "Renewable energy essentials: Geothermal". Publication IEA, 2010.

[12] P. ROMAGOLI. *Rinnovabili: produzione geotermica*. Enel, Palermo, 2006.

[13] A. SIMONETTI. *Tecnologia e impiantistica della pompa di calore*. REHAU, Milano, 2013

[14] Brochure pompe geotermiche: *Una nuova generazione di pompe di calore*. NIBE, Svezia, 2009.

[15] AICARR JOURNAL N° 15. *Pompe di calore geotermiche, prestazioni energetiche e costi*, 2012

[16] H. YANG, P. CUI, Z. FANG. *Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and system*. Appl Energy, 2010

[17] *Guida al geotermico*. Enel Green Power, 2013

Siti Web

[18] www.cantiereverde.net

[19] www.geotherm.it

[20] www.iea.org

[21] www.enea.it

[22] www.unionegeotermica.it

[23] www.thermogea.it